

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů

Obor: 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

KOLOVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ STROJE

**ANALÝZA POHŮ 4x4 A KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY
ÚHLOVÉ PŘEVODOVKY (ANALYSIS OF DRIVES 4X4
AND DESIGN CHANGES OF ANGLE GEAR BOX)**

KVM – DP – 525

Aleš Bittner

Vedoucí diplomové práce: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

Konzultant diplomové práce: Ing. Jaroslav Verner – ŠKODA AUTO a.s.

Počet stran: 58

Počet obrázků: 38

Počet tabulek: 19

Počet příloh: 8

Počet výkresů: 6

Květen 2007

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Diplomant : Aleš Bittner

Obor a zaměření : Konstrukce strojů a zařízení - Kolové dopravní a manipulační stroje

ANALÝZA POHONŮ 4X4 A KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY ÚHLOVÉ PŘEVODOVKY

1. Popište současný stav konstrukčních provedení hnacího ústrojí vozidel s pohonem 4x4. Porovnejte tato řešení s vozidlem Škoda Octavia 4x4
2. Proveďte konstrukční návrh přední úhlové převodovky pro vůz Škoda Octavia 4x4 s cílem snížení zatížení ložisek oproti současnému řešení.
3. Proveďte podrobný silový rozbor a analýzu zatížení ložisek vzhledem k předpokládaným jízdním režimům vozidla.
4. Vyhodnoťte přínos navrženého řešení především z hlediska předpokládaného snížení zatížení ložisek.

Cíl diplomové práce : využití konstrukčního řešení v praxi (ŠKODA-AUTO a.s.)

Vedoucí DP : Němeček

Konzultant : Ing. Jaroslav Verner – ŠKODA–AUTO, a.s.

Rozsah : max. 50 stran + základní výkresová dokumentace

Doporučená literatura :

- | 1 | Vlk, F. : Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK. Brno 2000.
- | 2 | Červinka, O. aj.: Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu. Skriptum VŠST, Liberec 1986.
- | 3 | Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků. Vozidla silniční a terénní. Skriptum ČVUT, Praha 1986.
- | 4 | Šalamoun, Č.: Motorová vozidla IV. Skriptum ČVUT, Praha 1991.



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA VOZIDEL A MOTORŮ



Hálkova 6, 461 17 Liberec
Tel.: +420 485 353 236, fax: +420 485 353 535

ANOTACE

JMÉNO A PŘÍJMENÍ : Aleš Bittner

OBOR: Konstrukce strojů a zařízení

ZAMĚŘENÍ: Kolové dopravní a manipulační stroje

NÁZEV PRÁCE: Analýza pohonů 4x4 a konstrukční úpravy úhlové převodovky

VEDOUCÍ PRÁCE: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

KONZULTANT: Ing. Jaroslav Verner

Diplomová práce se zabývá konstrukčními návrhy přední úhlové převodovky pro vůz Škoda Octavia 4x4 s cílem snížení zatížení a počtu ložisek hnaného pastorku. V úvodu práce se zabývám popisem současného stavu pohonů 4x4 používaných v různých automobilech. Následují konstrukční návrhy přední úhlové převodovky. U těchto návrhů zjišťuji deformace a zatížení pastorku. Pro určení životnosti ložisek vytvářím z životnostního testu EPW 100 000 km provozní spektrum zatížení úhlové převodovky. V závěru zjišťuji, zda je pastorek dostatečně dimenzován.



TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF TRANSPORT MACHINES



Hálkova 6, 461 17 Liberec
Tel.: +420 485 353 236, fax: +420 485 353 535

ANNOTATION

NAME: Aleš Bittner

SPECIALIZATION: Mechanical Engineering

ALIGNMENT: Transport and Material Handling Machines

THEME OF THESIS: Analysis of drives 4x4 and design changes of angle gear box

TUTOR OF THESIS: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

CONSULTANT: Ing. Jaroslav Verner

My diploma paper is engaged in designs of the front angle gear box for Skoda Octavia 4x4 with the goal of load reduction and the number of driven pinion bearings. At the beginning of my work I am engaged in description of current situation of drives 4x4 which is used in the different kind of cars. Then the other designs of the front angle gear box follow. I find out the deflection under load of these designs. For bearings life I make working factor from the 100 000 km EWP test for the angle gear box. At the end I am finding whether the pinion is designed enough.

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval všem zaměstnancům firmy Škoda auto a.s. z oddělení TPH (Vývoj převodovky), kteří mi umožnili vypracovat tuto diplomovou práci, vytvořili mi skvělé pracovní prostředí pro mou produkci a se všemi problémy mi ihned poradili. Jmenovitě mé poděkování směřuje konzultantovi Ing. Jaroslavu Vernerovi, dále kolegům Ing. Martinu Krátkému, Milanu Litoborskému a Ing. Jaroslavovu Holému z oddělení TPC (Výpočet agregátu), který provedl potřebné výpočty v interních programech jmenované firmy.

Dále bych rád poděkoval všem členům katedry Vozidel a motorů TU v Liberci. Především mému vedoucímu diplomové práce Doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi a Prof. Ing. Janu Honcům.

V poslední řadě můj dík směřuje i všem distributorům automobilů, kteří mi poskytli potřebné podklady.

Obsah

Seznam označení	9
1 Úvod	13
2 Současné způsoby použití pohonu všech kol.....	14
2.1 Pohon všech kol pomocí mezinápravového diferenciálu	14
2.2 Pohon všech kol pomocí mezinápravové spojky	15
3 Vozidla vybavená mezinápravovou spojkou	16
3.1 Škoda Octavia 4x4 „4motion-Antrieb“	16
3.2 Suzuki SX4 „Electronic Control Coupling Device“	18
3.3 Viskózní spojka.....	20
4 Vozidla vybavena mezinápravovým diferenciálem.....	21
4.1 Audi Q7 „Rozdělovací převodovka 0AQ“	21
4.2 Mitsubishi Pajero „Super select 4WD“	23
4.3 Suzuki Grand Vitara „4WD, LSD (Limited Slip Differential)“	27
5 Konstrukční návrh přední úhlové převodovky pro vůz Škoda Octavia 4x4.....	32
5.1 Varianty uložení pastorku	32
6 Parametry pro výpočet.....	33
6.1 Parametry vozidla	33
6.2 Předpoklady výpočtu	33
6.3 Parametry ozubení	34
6.3.1 Geometrie ozubení	34
6.3.2 Výpočet sil působících v ozubení	35
7 Výpočet zatížení a deformací pastorku.....	36
7.1 Náhradní modely pro výpočet pastorku.....	36
7.2 Výpočet reakcí v ložiskách	38
7.3 Výpočet průhybu a natočení pastorku	40
7.4 Výpočet redukovaného napětí pastorku.....	41
7.5 Výsledky výpočtů	42
8 Výběr vhodné varianty	43
9 Povození zatížení přední úhlové převodovky.....	44
9.1 Náhrada spektra	46
9.2 Určení ekvivalentního momentu.....	47

10	Výpočet životnosti ložisek.....	49
10.1	Výsledky výpočtů	50
11	Namáhání hřídele.....	51
12	Pevnostní kontrola ozubení.....	53
12.1	Přepočet hypoidního ozubení.....	53
12.2	Kontrolní pevnostní výpočet.....	54
12.3	Zhodnocení výpočtů	55
13	Závěr.....	56
	Seznam použité literatury	58
	PŘÍLOHY	
I.	Parametry ozubení sériového stavu	60
II.	Parametry ozubení změněného stavu.....	61
III.	Parametry ložisek.....	62
IV.	Výsledky měření EPW testu	63
V.	Přepočet na cykly.....	64
VI.	Přepočet hypoidního ozubení.....	65
VII.	Kontrolní pevnostní výpočet pro $M_{pev} = 561,2Nm$	66
A)	SÉRIE	66
B)	ZMĚNA	71
VIII.	Kontrolní pevnostní výpočet pro $M_{ekv} = 94,2Nm$	76
A)	SÉRIE	76
B)	ZMĚNA	82

Seznam označení:

Zkratky:

ABS	antiblokovací systém
ASR	protiskluzová regulace hnacích kol
ECD	elektronicky řízená spojka
EDS	elektronická uzávěrka diferenciálu
ESP	elektronický stabilizační program
LSD	diferenciál se zvýšeným třením
SUV	sportovně užitkový vůz
VCU	viskózní spojka (Mitsubishi)

Veličiny:

C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C ₀	statická únosnost ložiska	[N]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
F _a	axiální síla	[N]
F _r	radiální síla	[N]
F _t	obvodová síla	[N]
J _y (x)	kvadratický moment	[m ⁴]
k _{oc}	bezpečnost v ohybu	[-]
k _τ	bezpečnost v krutu	[-]
k _Σ	celková bezpečnost	[-]
L	délkový rozměr	[mm]
L ₁₀	základní trvanlivost ložiska	[cyklů]
L _c	celková životnost ložiska	[km]
L _{km}	životnost ložiska na ujetou dráhu	[km]
M _{1P}	kroutící moment hnací hřídele přední rozvodovky	[Nm]
M _{1Z}	kroutící moment zadní nápravy	[Nm]
M _{1Z}	kroutící moment hnaný hřídele zadní rozvodovky	[Nm]
M _{2P}	kroutící moment hnaný hřídele přední rozvodovky	[Nm]
M _{2Z}	kroutící moment na vstupu hřídele spojky HALDEX	[Nm]
M _{ekv}	ekvivalentní moment	[Nm]

\overline{M}_{ekv}	poměrný ekvivalentní kroutící moment	[-]
M_i	kroutící moment levé a pravé poloosy	[Nm]
M_L	kroutící moment levé poloosy	[Nm]
M_{max}	maximální moment motoru	[Nm]
$M_o, M(x)$	ohybový moment	[Nm]
M_p	kroutící moment pravé poloosy	[Nm]
M_{pev}	Pevnostní zátěžný moment	[Nm]
N_i	kulmativní počet cyklů	[cykly]
N_{max}	maximální počet cyklů	[cykly]
N_p	počet cyklů na maximální zátěžné hladině	[cykly]
P	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P_0	ekvivalentní statické zatížení	[N]
P_{max}	maximální výkon motoru	[W]
R_a	kuželová vzdálenost vnějšího konce	[mm]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_m	kuželová vzdálenost středu zubu	[mm]
R_m	mez únavy	[MPa]
R_R	radiální reakce v ložisku	[N]
R_x, R_y, R_z	reakce v ložisku	[N]
S_{ekv}	plocha pod přímkou	[m ²]
S_k	plocha pod křivkou	[m ²]
W_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
Y, Y_0	výpočtový součinitel ložisek	[N]
a	vyosení pastorku	[mm]
a, b, c, d, e_k, f, g	délkové rozměry	[mm]
a_1	součinitel spolehlivosti ložiska	[-]
a_{SKF}	součinitel SKF	[-]
a_v	virtuální osová vzdálenost	[mm]
d, d_k	průměry pastorku	[mm]
d_m	průměr výpočtových bodů	[mm]
d_{va}	virtuální průměr hlavové kružnice	[mm]

d_{vb}	virtuální průměr základní kružnice	[mm]
$g_{v\alpha}$	délka záběru	[-]
h_a	hlavová výška zubu	[mm]
i, i_{sz}, i_R	převodová čísla	[-]
k_{Σ}	celková bezpečnost	[-]
k_{oc}	bezpečnost k mezi únavy	[-]
k_{τ}	statická bezpečnost	[-]
m_c	celková hmotnost automobilu	[kg]
m_0	modul na vnějším konci kužele	[mm]
m_{mn}	normálový modul	[mm]
n_i	počty otáček	[cykly]
p	exponent trvanlivosti	[-]
r_{dyn}	dynamický poloměr kola	[m]
s	ujetá vzdálenost	[m]
s_0	statická bezpečnost ložiska	[-]
S_F	součinitel bezpečnosti ohybu	[-]
S_H	součinitel bezpečnosti dotyku	[-]
t_i	čas	[sec]
u	převodové číslo	[-]
u_v	virtuální převodové číslo	[-]
\bar{v}	průměrná rychlost	[m/s]
v_i	rychlosti	[m/s]
w	průhyb hřídele	[μm]
x, y, z	osy; souřadné osy	[-]
x_{hm}	posunutí základního profilu	[-]
z	počet zubů kola	[-]
z_v	virtuální počet zubů	[-]
α	úhel záběru	[°]
α_n	normálový úhel záběru	[°]
α_{tv}	virtuální tečný úhel záběru	[°]
β_k	součinitel vrubu - krut	[-]
β_m	střední úhel sklonu zubu	[°]

β_o	součinitel vrubu - ohybu	[-]
δ	úhel roztečného kužele	[°]
ε	součinitel velikosti	[-]
ε_{va}	profilové trvání záběru	[-]
$\varepsilon_{v\beta}$	součinitel kroku	[-]
$\varepsilon_{v\gamma}$	celkové trvání záběru	[-]
η	účinnost	[-]
η_k	součinitel povrchu - krut	[-]
η_o	součinitel povrchu - ohyb	[-]
ρ	hustota	[kg/m ³]
σ_{HMH}	redukované napětí	[MPa]
σ_o	ohybové natětí	[MPa]
σ_{oc}	ohyb za rotace	[MPa]
σ_{oc}^*	ohyb za rotace – mez únavy	[MPa]
τ	krutové napětí	[MPa]
τ_c	mez kluzu v krutu	[MPa]
τ_{oc}^*	skutečná mez únavy v krutu	[MPa]
ψ	natočení hřídele	[°]

1 Úvod

Označení 4x4 se používá pro vozidla vybavená pohonem všech čtyř kol. Pohon všech kol se dříve používal u nákladních a terénních automobilů. Začátkem roku 1980 se prezentovala firma Audi vysoce výkonným vozem Quattro s revoluční koncepcí pohonu všech kol, která povzbudila automobilový průmysl na celém světě k dalším aktivitám v této oblasti. Důvody pro pohon pouze jedné nápravy jsou ekonomické povahy, poněvadž se uspoří další konstrukční díly, jako mezinápravový diferenciál, další nápravový diferenciál, spojovací hřídele a hnací hřídele. Zpravidla postačuje pohon jedné nápravy, jelikož součinitel adheze mezi pneumatikou a vozovkou se pohybuje u suché vozovky kolem hodnoty 0,9 a na mokré vozovce zřídka klesne pod hodnotu 0,6. Tím lze docílit zrychlení při rozjezdu přes 3 m.s^{-2} , které leží značně nad normálním zrychlením kolem 1 až 2 m.s^{-2} , a tedy poskytuje dostatečnou rezervu. U vysoce výkonných vozidel s malým zatížením hnací nápravy nemůže při prudké akceleraci na mokré vozovce nízký součinitel adheze zajistit přenos obvodové síly, což vede k prokluzu kol. Na vozovce pokryté sněhem nebo ledem (součinitel adheze kolem 0,1 až 0,3), při rozjezdu nebo při jízdě do svahu jsou patrné nedostatky pohonu pouze jedné nápravy. V těchto situacích se plně osvědčuje pohon všech kol. | 16 |

Hlavní přednosti pohonu všech kol ve srovnání s pohonem jedné nápravy | 16 |:

- zlepšené trakční vlastnosti zejména na kluzké vozovce
- zvýšení schopnosti rozjezdu a stoupavosti nezávisle na zatížení
- vysoká schopnost akcelerace zejména u motorů s výkonem nad 120 kW
- malá citlivost na boční vítr
- vysoké rezervy stability při rozjezdu na větší vrstvě sněhu
- příznivé rozdělení zatížení náprav
- zmenšený nájezd do zatáčky při ubrání plynu
- stejnoměrné opotřebení pneumatik

Nevýhody této koncepce | 16 |:

- zvýšené pořizovací náklady
- poněkud vyšší pohotovostní hmotnost vozidla a s tím spojená nepatrně zhoršená schopnost akcelerace vozidla u motorů s výkonem pod 100 kW
- vyšší spotřeba paliva o 5 až 10%

2 Současné způsoby použití pohonu všech kol

V dnešní době se používají dva způsoby pohonu všech kol:

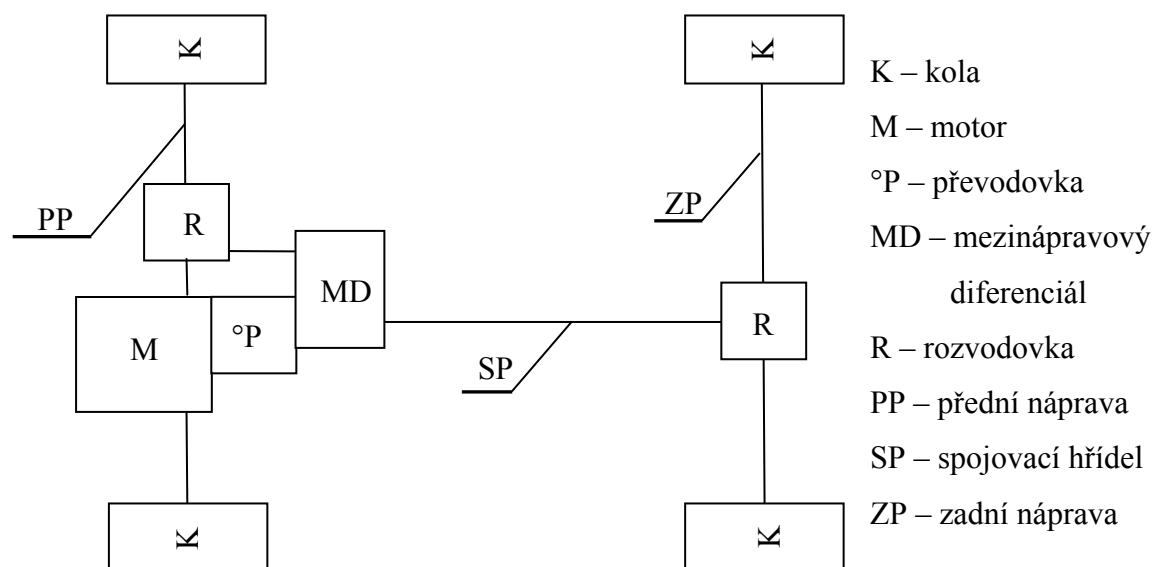
- 1) pomocí mezinápravového diferenciálu
- 2) pomocí mezinápravové spojky

2.1 Pohon všech kol pomocí mezinápravového diferenciálu

Mezinápravový diferenciál rozděljuje kroutící moment mezi přední a zadní nápravou. Ve většině případů se používá samosvorný mezinápravový diferenciál, který plynule vyrovnává kroutící moment přední a zadní nápravy při ztrátě trakce jedné z nich. Vozidla mají tedy tři diferenciály (přední, zadní nápravy a mezinápravový). Terénní vozidla jsou ještě vybavena redukcí. Motor u tohoto způsobu bývá uložen podél. Mezinápravový diferenciál je uložen v rozdělovací převodovce, která je uchycena pomocí příruby ke skříni převodovky vozidla.

Přenos kroutícího momentu

Kroutící moment motoru se přenáší přes mechanickou převodovku na mezinápravový diferenciál. Odtud je většinou veden na přední kola pomocí řetězového převodu na rozvodovku přední nápravy a na zadní kola přes spojovací hřídel na rozvodovku zadní nápravy.



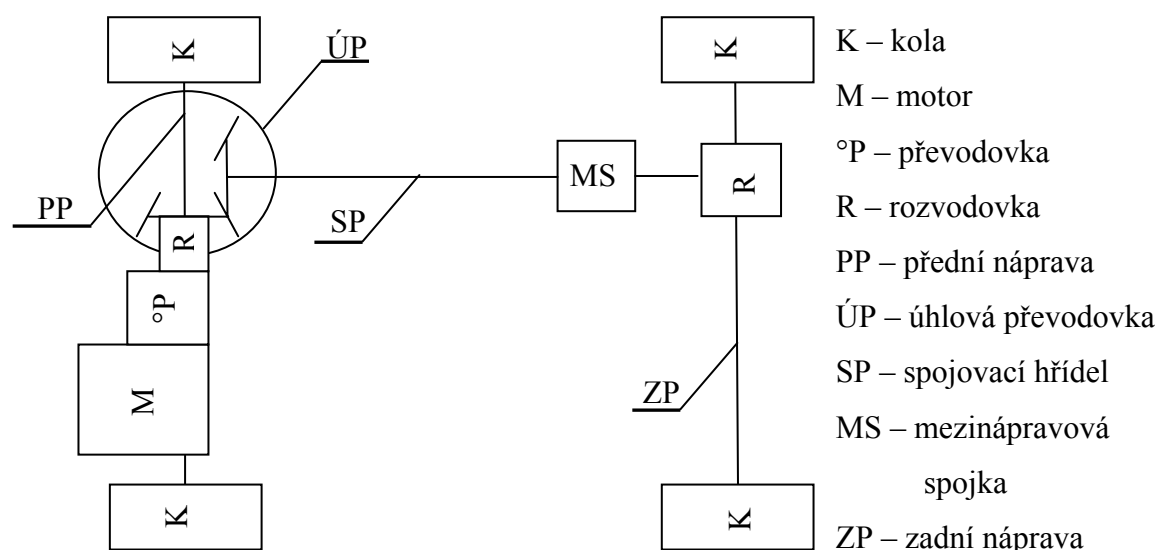
Obr. 1 Schéma vozidla s mezinápravovým diferenciálem

2.2 Pohon všech kol pomocí mezinápravové spojky

U tohoto způsobu je vozidlo v ustáleném stavu poháněno pouze jednou nápravou. Přenos výkonu k druhé nápravě se uskuteční teprve tehdy, když ztratí poháněná kola trakci. Tyto vozidla mají přední a zadní nápravový diferenciál a mezinápravovou spojku. Motor u tohoto způsobu bývá většinou uložen napříč. Mezinápravová spojka je uložena ve skříni rozvodovky s diferenciálem zadní nápravy. Tato skříň je v pomocném rámu uchycena k zadní části vozu.

Přenos kroutícího momentu

Kroutící moment motoru se přenáší na zadní nápravu přes mechanickou převodovku s rozvodovkou přední nápravy na úhlovou převodovku a dále na spojovací hřídel. Spojovací hřídel je spojen se vstupní hřídelí spojky. Ve spojce je vstupní hřídel od výstupního hřídele oddělen soustavou lamel. Kroutící moment se dále přenáší přes rozvodovku zadní nápravy na zadní kola. Přenos kroutícího momentu pohonu zadní nápravy se děje jen tehdy, jsou-li lamely spojky sevřeny.



Obr. 2 Schéma vozidla s mezinápravovou spojkou

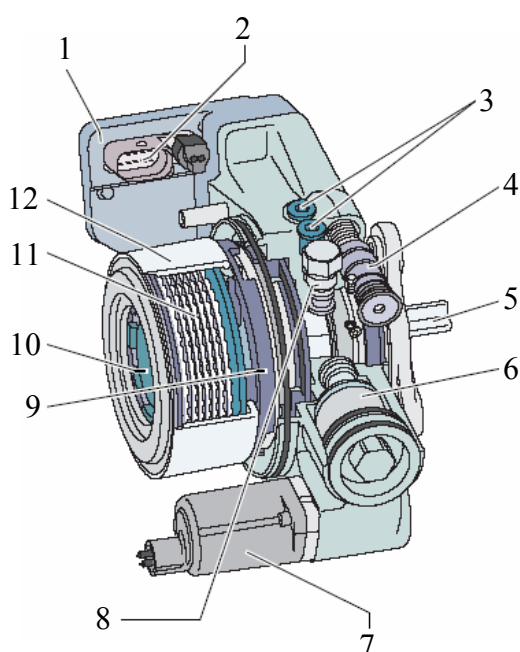
3 Vozidla vybavená mezinápravovou spojkou

3.1 Škoda Octavia 4x4 „4motion-Antrieb“

4motion-Antrieb je pohon na všechna kola uskutečněný pomocí spojky Haldex II generace. Haldex je regulovatelná vícelamelová spojka. Během regulace jsou počítačem zpracovávány i přídatné informace. | 15 |

Konstrukce

Základem spojky Haldex je lamelová spojka, která se skládá z vnějších a vnitřních lamel. Vnější lamely jsou pomocí vnějšího drážkování nasazeny na lamelové skříni, která je součástí vstupního hřídele. Vnitřní lamely jsou pomocí vnitřního drážkování nasazeny na náboji, který je součástí výstupního hřídele. Spojka Haldex dále obsahuje dvě axiální pístová čerpadla poháněná vačkovým kotoučem, který je součástí výstupního hřídele. Axiální pístová čerpadla vyvábí v systému tlak oleje a tím dochází k postupnému propojování lamel. Se stoupajícím tlakem se tedy na výstup ze spojky přenáší stále větší část vstupního krouticího momentu. Axiální pístová čerpadla jsou však v činnosti pouze v tom případě, pokud vstupní a výstupní hřídel nemá stejné otáčky. Jenom tehdy je totiž zapotřebí, aby došlo k rozdělení točivého momentu a připojení pohonu zadní nápravy. Celý systém je řízen soustavou regulačních ventilů, které jsou ovládány signály z elektronické řídicí jednotky pohonu všech kol.



- 1- řídicí jednotka pohonu všech kol
- 2- napájení a CAN komunikace
- 3- tlakový ventil
- 4- akumulátor
- 5- hnací hřídel
- 6- olejový filtr
- 7- čerpadlo spojky Haldex
- 8- tlakový pojišťovací ventil
- 9- pracovní píst
- 10- náboj
- 11- lamelová spojka
- 12- lamelová skříň

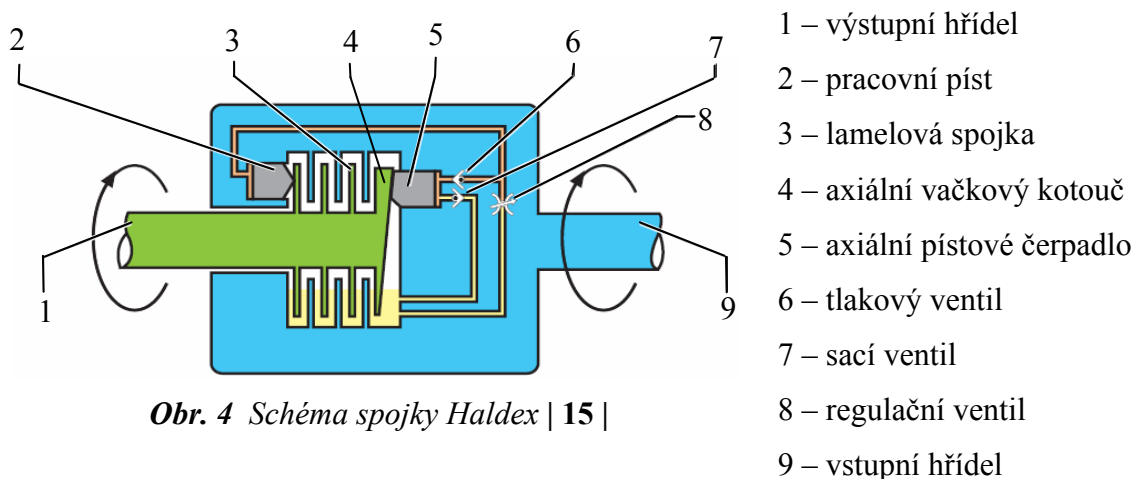
Obr. 3 Spojka Haldex | 15 |

Princip činnosti

Dojde-li ke ztrátě trakce přední nápravy vznikne rozdílný počet otáček mezi vstupem a výstupem. To má za následek, že se axiální pístové čerpadlo vlivem vyosení vůči středu hřídele začne pohybovat po axiálním vačkovém kotouči. Axiální pístové čerpadlo začne vytvářet v systému tlak, který je přenesen na druhý axiální píst (pracovní píst) a ten propojí vnější a vnitřní lamely. Tak vznikne vazba mezi vstupem a výstupem a tím přenos kroutícího momentu na zadní nápravu.

Celý proces je mapován řídicí jednotkou, která vyhodnocuje všechny potřebné informace, jako například otáčky kol, polohu akceleračního pedálu, otáčky motoru, činnost ABS, ASR a EDS atd. Informace dostává řídicí jednotka z datové sběrnice (CAN Bus) a na jejich základě reguluje hodnotu a průběh hydraulického tlaku působícího na lamely spojky. | 15 |

Velkou předností spojky Haldex je její mimořádná reakce. Stačí vzájemné pootočení vstupního a výstupního hřídele o 30 – 50°, což odpovídá 10° pootočení kola, a elektronická řídicí jednotka vydá pokyn ke zvýšení tlaku ve skříní | 15 |. Během jediné otáčky může lamelová spojka přenášet odpovídající kroutící moment na kola zadní nápravy.



Obr. 4 Schéma spojky Haldex | 15 |

3.2 Suzuki SX4 „Electronic Control Coupling Device“

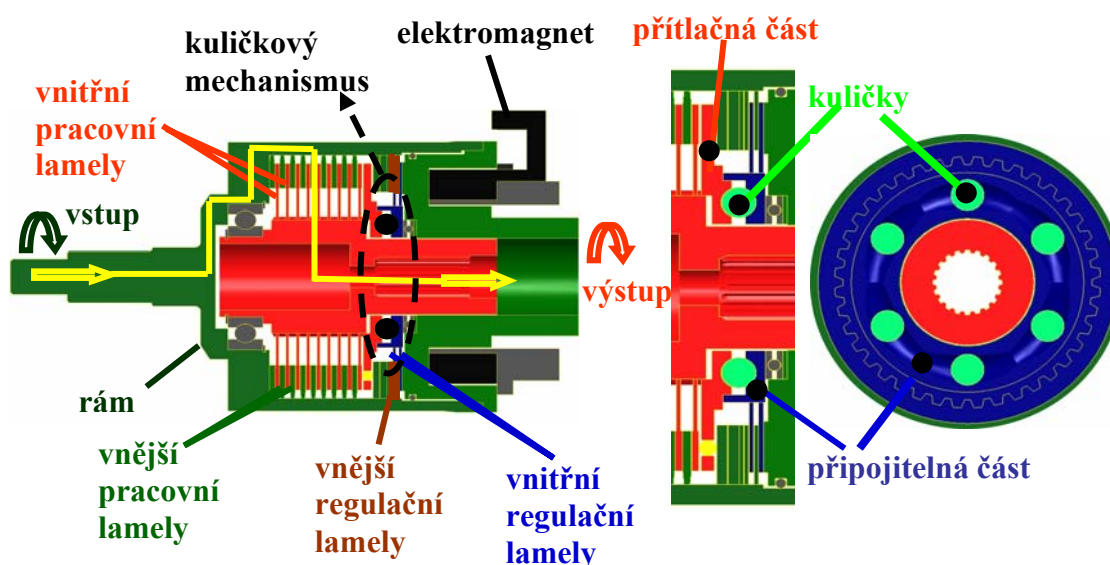
Electronic Control Coupling Device (ECD) je systém pohonu všech kol uskutečněný pomocí lamelové spojky, která je ovládaná pomocí elektromagnetu | 18 |. Tento systém pracuje ve třech režimech, které si řidič volí tlačítkem na přístrojové desce.

- 1) 2WD – pohon pouze přední nápravy.
- 2) AUTO – zadní náprava je poháněna na základě ztráty trakce předních kol.
- 3) LOCK – pohon obou náprav s uzávěrkou diferenciálu.

Konstrukce

ECD se skládá ze dvou paralelně řazených lamelových spojek (pracovní a regulační spojky), kuličkového mechanismu, rámu (vstupní hřídel), výstupní hřídele a elektromagnetu.

Pracovní spojka se skládá z vnějších pracovních lamel, které jsou pomocí vnějšího drážkování nasazeny na rámu spojky, a z vnitřních pracovních lamel, které jsou pomocí vnitřního drážkování nasazeny na výstupní hřídeli.



Obr. 5 Lamelová spojka

Regulační spojka se skládá z vnějších regulačních lamel, které jsou pomocí vnějšího drážkování nasazeny na rámu spojky, a z vnitřních regulačních lamel, které jsou pomocí vnitřního drážkování nasazeny na kuličkovém mechanismu.

Kuličkový mechanismus se skládá z přítlačné části, která je spojena pomocí vnitřního drážkování s výstupní hřídelí a po obvodě má 6 drážek ve tvaru písmene V.

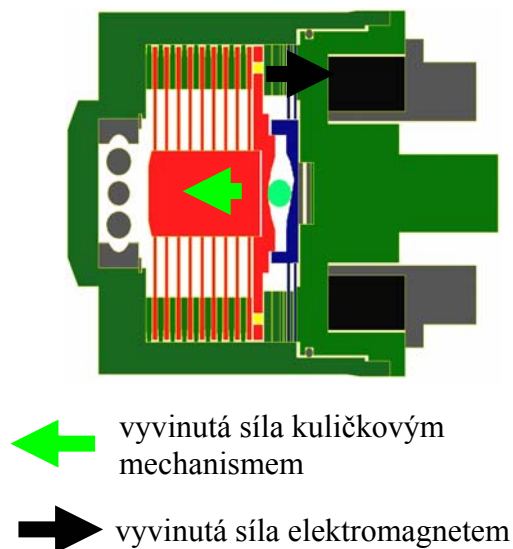
Dále je složen z připojitelné části, která je spojena prostřednictvím axiálního ložiska s rámem spojky a po obvodě má 6 drážek totožné s drážkami přitlačné části. Do drážek v přitlačné a připojitelné části zapadají 6 kuliček.

Elektromagnet je umístěn v rámu spojky a ovládá regulační lamely. Elektromagnet je také opatřen teplotním čidlem, které ho chrání proti přehřátí.

Princip činnosti

Elektromagnet propojí regulační lamely a tím připojí připojitelnou část kuličkového mechanismu s rámem.

Dojde-li ke ztrátě trakce předních kol, nastane rozdíl počtu otáček mezi vstupem a výstupem. To má za následek protočení přitlačné části vůči připojitelné části kuličkového mechanismu. Kuličky se tím pádem přemístí do místa s menším průřezem a odtlačují od sebe obě dvě části. Přitlačná část kuličkového mechanismu spojí vnější a vnitřní pracovní lamely. Vstup s výstupem se propojí a nastane přenos krouticího momentu a tím i pohon zadní nápravy.



Obr. 6 Funkce

Porovnání s vozem Škoda Octavia 4x4

Výhody oproti vozu Škoda Octavia 4x4:

- jednoduchost
- možnost volby režimů
- možnost režimu lock (uzávěra)
- menší počet konstrukčních dílů
- nižší cena
- jednoduchá regulace
- bezúdržbový systém

Nevýhody:

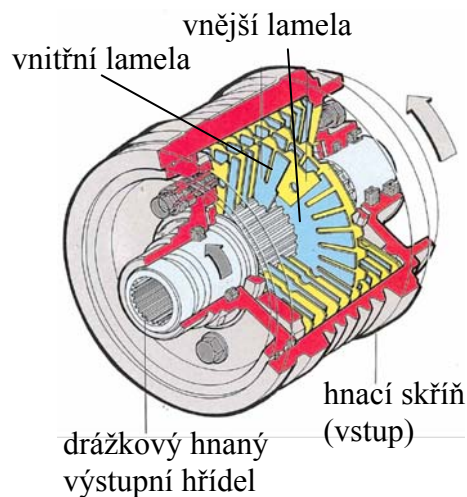
- při vysoké teplotě elektromagnetu se odpojí tudíž je pohon pouze přední nápravy
- nižší přenos kroutících momentů
- energetická náročnost

3.3 Viskózní spojka

V dnešní době pohon všech kol pomocí viskózní spojky používá Fiat Panda 4x4. V minulosti byl tímto pohonem vybaven Golf Syncro.

Konstrukce

Viskózní spojka se skládá z hnací skříně, na které jsou pomocí vnějšího drážkování nasazeny vnější hnací lamely, a z hnaného hřídele, na kterém jsou pomocí vnitřního drážkování nasazeny vnitřní hnané lamely. Vnitřní část spojky je naplněna ze 75% až 92% objemu silikonovým olejem, jehož viskozita se zvyšuje se zvyšující se teplotou | 2 |.



Obr. 7 Viskózní spojka | 11 |

Princip činnosti

Lamely jsou ocelové a mají speciální povrchovou úpravu, která zlepšuje přilnavost (adhezi) mezi lamelou a silikonovým olejem. Pro přenos větších točivých momentů mají hnací lamely kruhové otvory, hnané radiální výřezy. Umístění otvorů a výřezů je optimalizováno tak, aby nastalo vhodné proudění oleje při vzájemném pohybu lamel. Při rozdílných otáčkách hnacích a hnaných lamel se naruší soudržnost oleje, který nakonec „přestřihne“ ve středové ploše mezi lamelami, což při velké viskozitě oleje vyvolá značné kapalinové tření. Viskózní spojka začíná pracovat v případě rozdílných otáček přední a zadní nápravy. Tehdy vznikne důvod pro přerozdělení hnacího momentu přenášeného přední a zadní nápravou. | 2 |

Porovnání s vozem Škoda Octavia 4x4

Výhody oproti vozu Škoda Octavia 4x4:

- jednoduchost
- menší počet konstrukčních dílů
- nižší cena

Nevýhody:

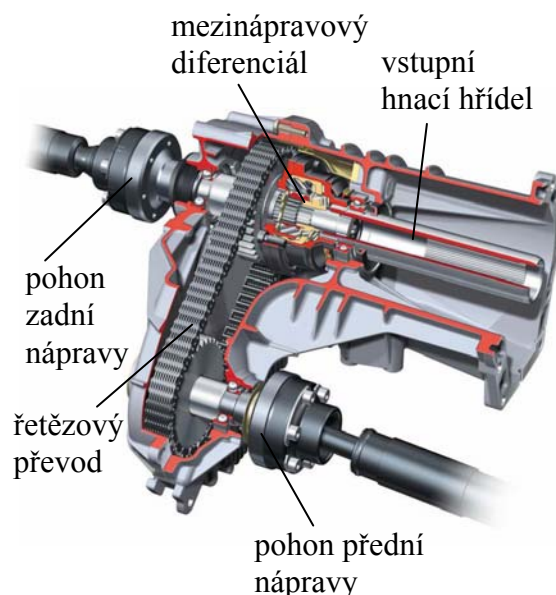
- zastaralé
- není možnost regulace

4 Vozidla vybavena mezinápravovým diferenciálem

4.1 Audi Q7 „Rozdělovací převodovka 0AQ“

Rozvodovka 0AQ se vyznačuje | 11 |:

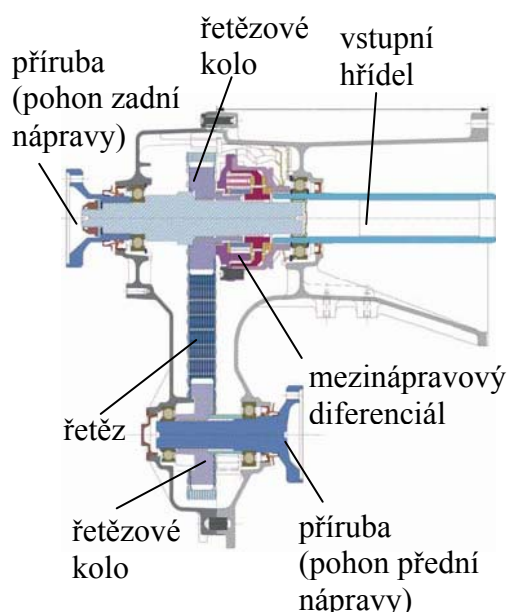
- Novou generací mezinápravového diferenciálu s asymetrickým dynamickým rozdělením momentu.
- Neomezenou kompatibilitou se všemi regulačními systémy dynamiky jízdy ESP.
- Jasným mechanicky pracujícím systémem s vysokou spolehlivostí.
- Systémem, který je založený pro moment motoru do 750 Nm.
- Bezúdržbovým mechanismem.



Obr. 8 Rozvodovka 0AQ | 11 |

Konstrukce

Rozvodovka se skládá ze vstupního hřídele, který je realizován jako dutý hřídel a vede kroutící moment do mezinápravového diferenciálu. Pohon k zadní nápravě se uskutečňuje od mezinápravového diferenciálu přes hnaný hřídel souosý se vstupním hřídelem. Moment přední nápravy je přenášen na horní řetězové kolo. Pohon přední nápravy se uskutečňuje pomocí řetězového převodu. Mezinápravový diferenciál je řešen jako samosvorný, který rozděluje moment mezi přední a zadní nápravou v poměru 42:58



Obr. 9 Rozvodovka 0AQ | 11 |

| 11 |. Základní uspořádání samosvorného mezinápravového diferenciálu odpovídá jednoduchému planetovému soukolí s centrálním kolem, satelity, unašeči a korunovým kolem. Korunové kolo je spojeno s pohonem zadní nápravy. Centrální kolo je spojeno s pohonem přední nápravy.

Funkce

Hnací moment z převodovky je dodáván unášeči. Korunové kolo je spojeno s pohonem zadní nápravy. Centrální kolo je spojeno s pohonem přední nápravy.

Kola mají přesně definované šikmé ozubení. Ztratí-li náprava možnost trakce, vznikne rozdílný počet otáček, který vyvolá v ozubení axiální sílu. Ozubená kola tak začnou působit na různé třecí kotouče a tím vytváří součinitel tření. Součinitel tření znovu vede k požadovanému závěrnému účinku. Velikost závěrného účinku je definovaná hodnotou uzavření | 11 |. Hodnota uzavření vyjadřuje, jaký faktor hnacího momentu povede na nápravu s lepší trakcí, jaký větší hnací moment může přenášet | 11 |.

Překročí-li diferenciál pracovní oblast, zasáhne EDS regulátor | 11 |.

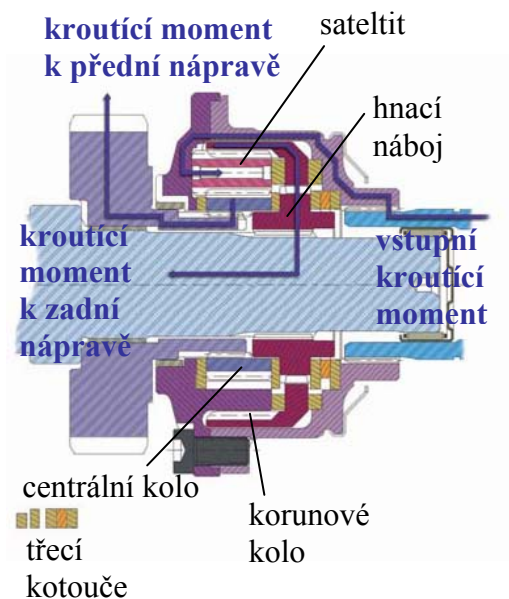
Porovnání s vozem Škoda Octavia 4x4

Výhody oproti vozu Škoda Octavia 4x4:

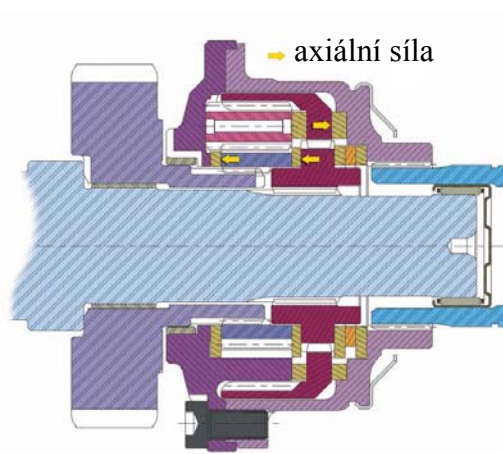
- trvalý pohon všech kol
- samosvorný diferenciál
- rychlá reakce při ztrátě trakce jedné z náprav
- přenos vysokých kroutících momentů
- bezúdržbový systém

Nevýhody:

- větší počet konstrukčních dílů
- vyšší cena
- vyšší spotřeba



Obr. 10 Mezinápravový diferenciál | 11 |

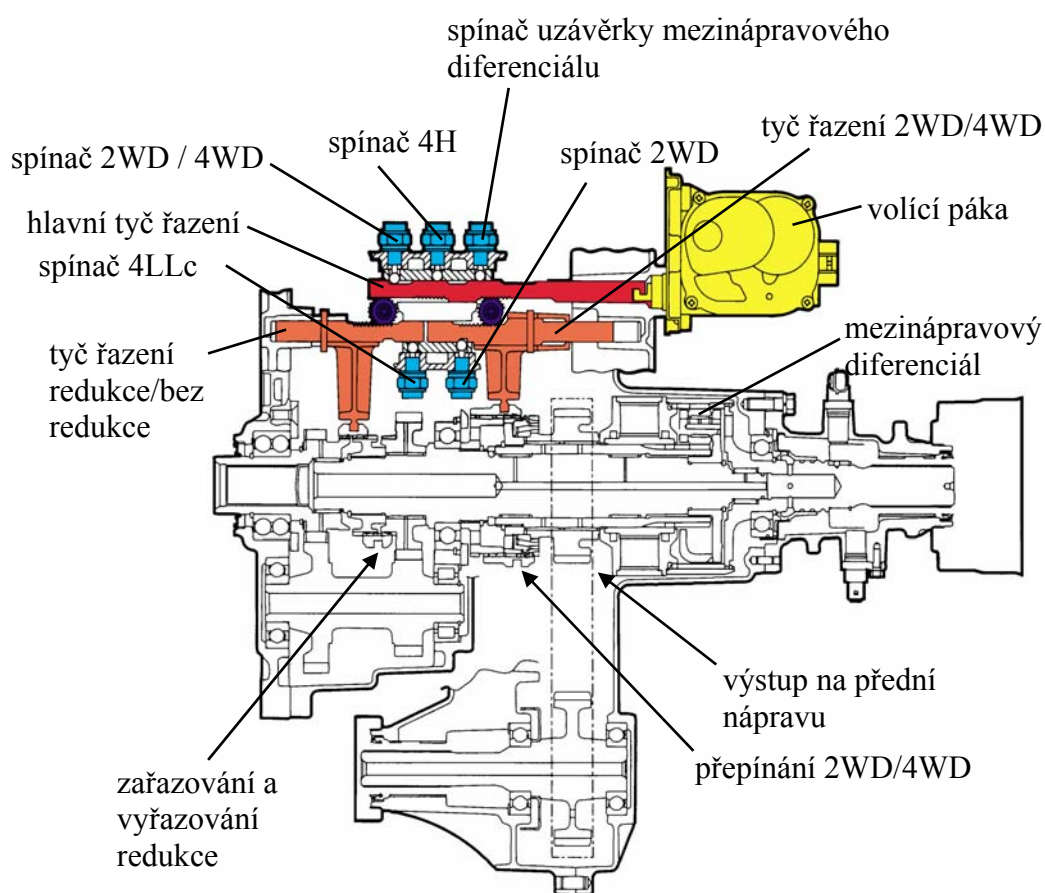


Obr. 11 Funkce | 11 |

4.2 Mitsubishi Pajero „Super select 4WD“

Super select 4WD je systém pohonu všech kol pomocí mezinápravového diferenciálu. Pohon všech kol se uskutečňuje pomocí čtyř režimů, které si řidič volí sám pomocí volicí páky.

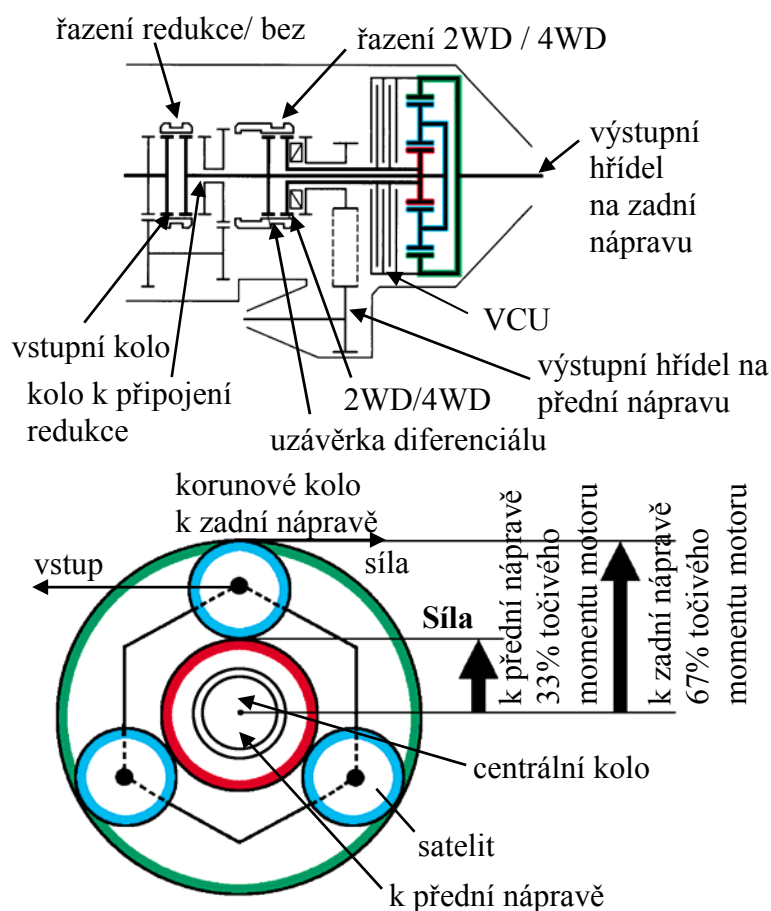
- 1) 2H – pohon pouze zadní nápravy
- 2) 4H – pohon všech kol (dochází ke změně poměru přenášeného kroutícího momentu mezi přední a zadní nápravou z 33:67 až na 50:50 | 12 |)
- 3) 4HLc – pohon všech kol s uzávěrkou mezinápravového diferenciálu
- 4) 4LLc – pohon všech kol s uzávěrkou mezinápravového diferenciálu a s redukcí



Obr. 12 Manuální převodovka | 12 |

Konstrukce

Součástí tohoto systému je manuální převodovka, která se skládá ze vstupního hřídele, jež přenáší kroutící moment do mezinápravového diferenciálu, buď přes redukční převod, nebo přímo. Pohon k zadní nápravě se uskutečňuje od mezinápravového diferenciálu přes hnáný hřídel souosý se vstupní hřídelí. Moment přední nápravy je přenášen na horní řetězové kolo. Pohon přední nápravy se uskutečňuje pomocí řetězového převodu.



Obr. 13 Mezinápravový diferenciál | 12 |

Základní uspořádání mezinápravového diferenciálu odpovídá jednoduchému planetovému soukolí s centrálním kolem, satelity, unašeči a korunovým kolem. Korunové kolo je spojeno s pohonem zadní nápravy. Centrální kolo je spojeno s pohonem přední nápravy. Tato převodovka je ještě vybavena různými řadičnými systémy pro zařazení jednotlivých režimů.

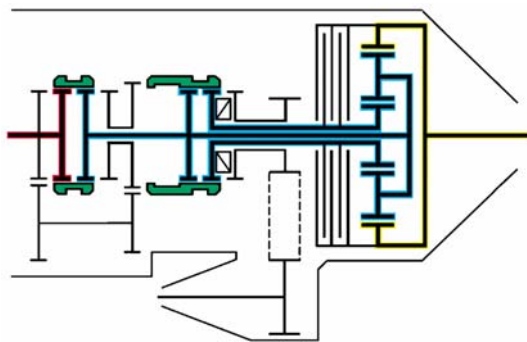
Mezinápravový diferenciál je doplněný o viskózní spojku-VCU. Ta mění účinnost diferenciálu automaticky podle jízdních (trakčních) podmínek předních a

zadních kol. Poměr točivého momentu mezi přední a zadní nápravou se mění v rozmezí 33:67 až na 50:50. VCU má výhodu samočinnosti, není hlučná, neopotřebuje se, protože její hnací části nejsou mechanicky spojeny. Navíc působí jako tlumič záběru a chrání převodové ústrojí před záběrovými rázy. | 12 |

Princip činnosti jednotlivých režimů

1) 2H

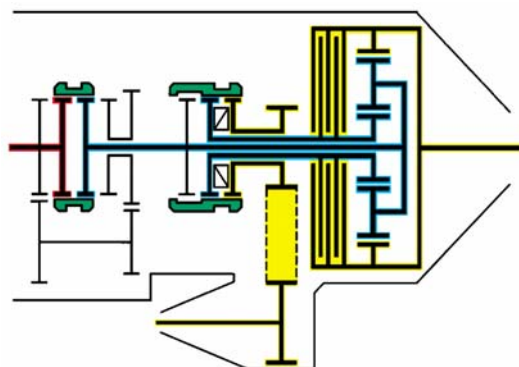
Točivý moment je přiveden od převodovky na unašeč satelitů. Unašeč je napevno spojen s centrálním kolem (zapnutá uzávěrka), díky čemuž mají shodnou úhlovou rychlost. Stejná úhlová rychlost způsobuje, že se satelity a centrální kolo otáčí, jako jeden celek bez vzájemného pohybu (satelity a centrální kolo se po sobě neodvalují). Tím je diferenciál vyřazen z činnosti. To má za následek, že je na zadní nápravu přenášeno 100% točivého momentu.



Obr. 14 2H | 12 |

2) 4H

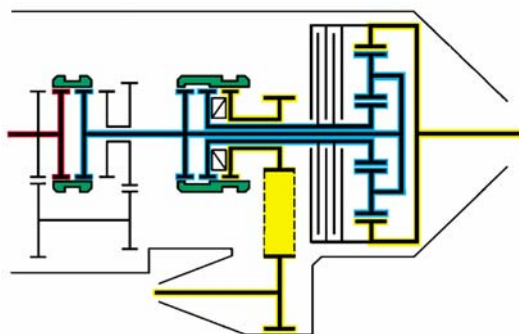
Točivý moment je přiveden od převodovky na unašeč satelitů. Unašeč již ale není napevno spojen s centrálním kolem (diferenciál je již v normální činnosti bez uzávěrky), ale s předním náhonem. Viskosní spojka mění účinnost diferenciálu automaticky podle jízdních / trakčních podmínek předních a zadních kol. Poměr točivého momentu mezi přední a zadní nápravou se mění v rozmezí 33:67 až na 50:50.



Obr. 15 4H | 12 |

3) 4HLc

Točivý moment je přiveden od převodovky na unašeč satelitů. Unašeč je znovu napevno spojen s centrálním kolem (zapnutá uzávěrka) a i s předním náhonem. Diferenciál je ze stejného důvodu jako u 2H vyřazen z činnosti. Poměr točivého momentu



Obr. 16 4HLc | 12 |

mezi přední a zadní nápravou je napevno 50:50.

4) 4LLc

Při zařazení 4LLc je vše stejné jako u 4HLc a navíc je zařazen převod dopomala (redukce).

Porovnání s vozem Škoda Octavia 4x4

V tomto případě se jedná o terénní vozidlo a s tím jsou spjaty i parametry vozidla, které umožňují lepší sjízdnost terénu, jako je např.

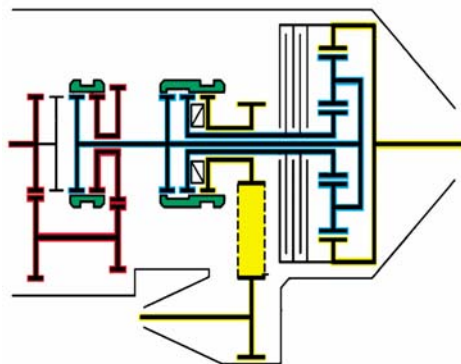
zvýšený podvozek, veliký poloměr kol, vyšší tuhost podvozku (většinou s tuhou zadní nápravou), redukce mezinápravového diferenciálu, uzávěra mezinápravového a nápravového diferenciálu atd. Předchozí vozidla jsou typu SUV (sportovně užitkový vůz), která se pohybují většinu času na silnicích, tudíž nejsou kladeny takové nároky na sjízdnost terénu.

Výhody oproti vozu Škoda Octavia 4x4:

- stálý pohon všech kol
- plynulý poměr rozdělení kroutícího momentu vlivem VCU
- možnost redukce a uzávěrky
- bezúdržbový systém

Nevýhody:

- vyšší spotřeba
- větší počet konstrukčních dílů
- vyšší cena



Obr. 17 4LLc | 12 |

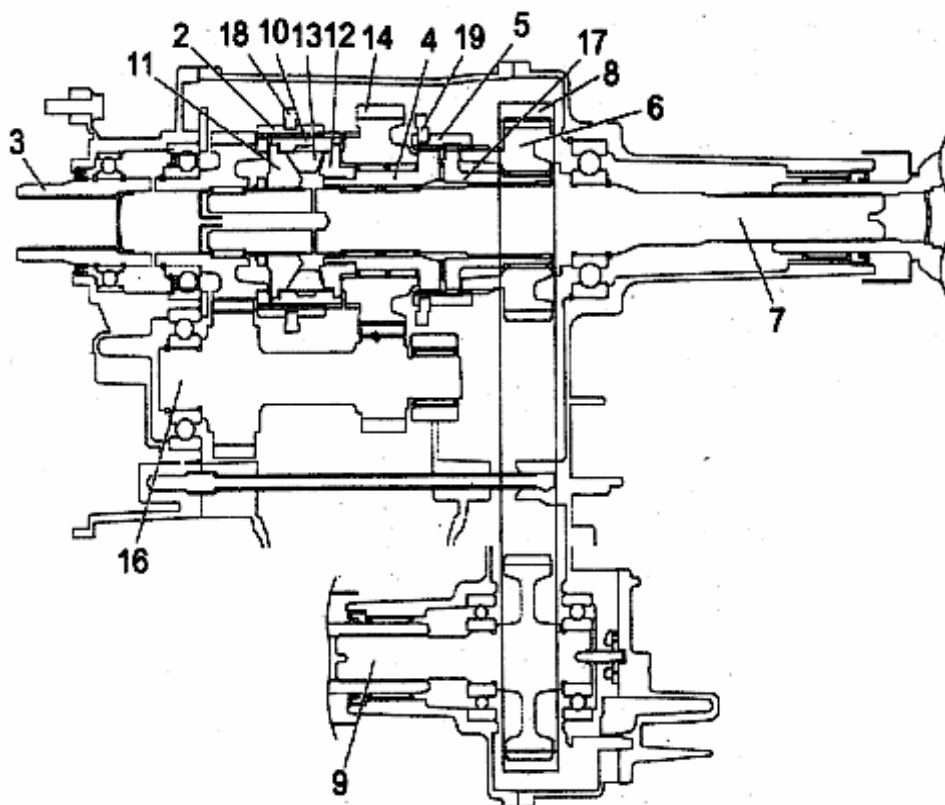
4.3 Suzuki Grand Vitara „4WD, LSD (Limited Slip Differential)“

4WD je systém pohonu všech kol pomocí mezinápravového diferenciálu LSD (diferenciál se zvýšeným třením) | 13 |. Pohon všech kol se uskutečňuje pomocí tří režimů, které si řidič volí sám pomocí režimového spínače na přístrojové desce.

- 1) 4H – pohon všech kol
- 2) 4H LOCK – pohon všech kol s uzávěrkou mezinápravového diferenciálu
- 3) 4L LOCK – pohon všech kol s uzávěrkou mezinápravového diferenciálu a s redukcí

Konstrukce

Součástí tohoto systému je rozdělovací převodovka, která je složena ze vstupního hřídele, který přenáší přes vstupní převod krouticí moment do LSD nebo přes redukční převod k oběma nápravám. Pohon zadní nápravy se uskutečňuje od LSD přes zadní výstupní hřídel souosý se vstupní hřídelí. Pohon zadní nápravy se uskutečňuje pomocí řetězového převodu.



Obr. 18 Rozdělovací převodovka | 13 |

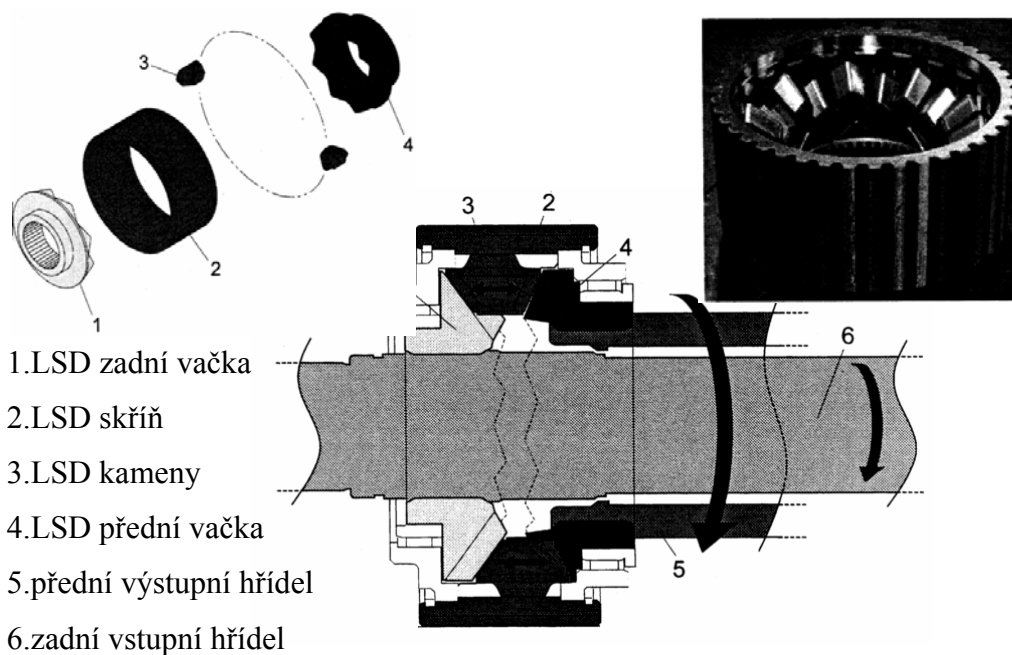
- | | |
|---|--|
| 2. redukční řadicí objímka | 12. LSD skříň |
| 3. vstupní převod | 13. LSD zadní vačka |
| 4. hnací hřídel přední nápravy | 14. LSD přední vačka |
| 5. objímka spojky uzávěrky diferenciálu | 15. LSD kameny |
| 6. přední hnací řetězové kolo | 16. hřídel redukce |
| 7. zadní výstupní hřídel | 17. dutá hřídel k pohonu přední nápravy |
| 8. hnací řetěz | 18. řadicí vidlice redukce |
| 9. přední výstupní hřídel | 19. řadicí vidlice uzávěrky diferenciálu |

Mezinápravový diferenciál LSD je složen z přední a zadní vačky. Tyto vačky mají po stranách ozubení. Každá z nich má rozdílný počet zubů. Do ozubení zapadá 19 kamenů, které jsou pomocí vnitřních drážek po obvodě nasazeny na LSD skříni. Vstupní krouticí moment je přenášén k LSD kamenům. V ustáleném stavu je relativní rotace mezi LSD přední a zadní vačkou nulová. Krouticí moment je tedy přenášén:

LSD skříň → LSD kameny → LSD přední a zadní vačka

Když nastane rozdíl počtu otáček mezi předními a zadními koly, je vytvořena relativní rotace mezi LSD přední a zadní vačkou. LSD kameny se začnou pohybovat a přenášejí krouticí moment k LSD přední nebo zadní vačce.

Když zadní kola uklouznou, nastane rozdíl počtu otáček mezi předními a zadními koly. Tím je vytvořena relativní rotace mezi LSD přední a zadní vačkou. LSD kameny se začnou pohybovat a přenášejí krouticí moment k LSD přední vačce. Tak je redukován rychlostní rozdíl mezi přední a zadní hřídelí.



- 1.LSD zadní vačka
- 2.LSD skříň
- 3.LSD kameny
- 4.LSD přední vačka
- 5.přední výstupní hřídel
- 6.zadní vstupní hřídel

Obr. 19 Mezinápravový diferenciál | 13 |

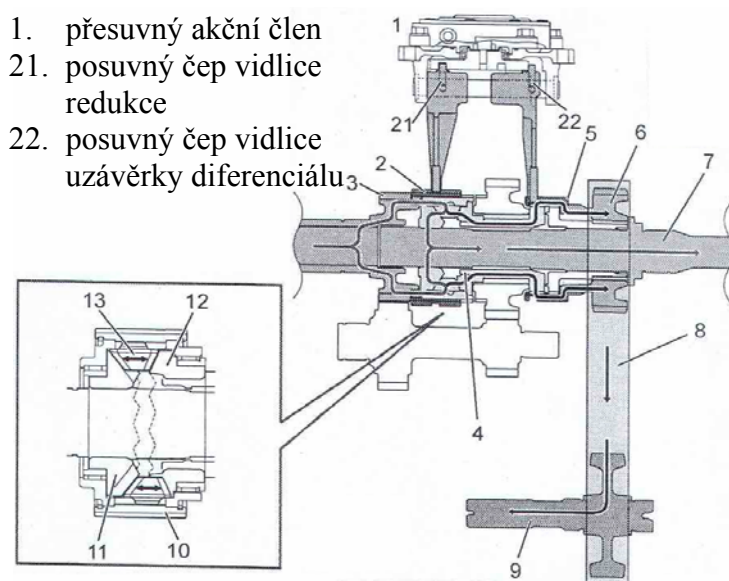
Princip činnosti jednotlivých režimů¹

1) 4H

Kroutící moment z převodovky je přenesen k vstupnímu převodu (3). Vstupní převod (3) a LSD skříň (10) jsou spolu propojeny pomocí redukční řadící objímky (2). Vstupní převod (3) a zadní výstupní hřídel (7) se proto otáčí stejnou rychlostí prostřednictvím LSD.

Kroutící moment přenášený

LSD je potom přenesen k přednímu hnacímu řetězovému kolu (6) pomocí hnací hřídele přední nápravy (4). Přední hnací řetězové kolo (5) otáčí přední výstupní hřídel (9) pomocí hnacího řetězu (8).

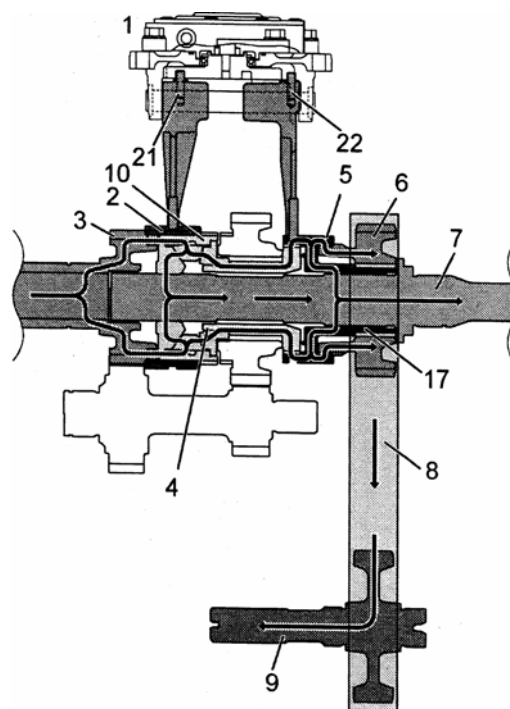


Obr. 20 4H | 13 |

¹ Označení v následujících obrázcích je totožné s označením v obrázku 18.

2) 4H LOCK

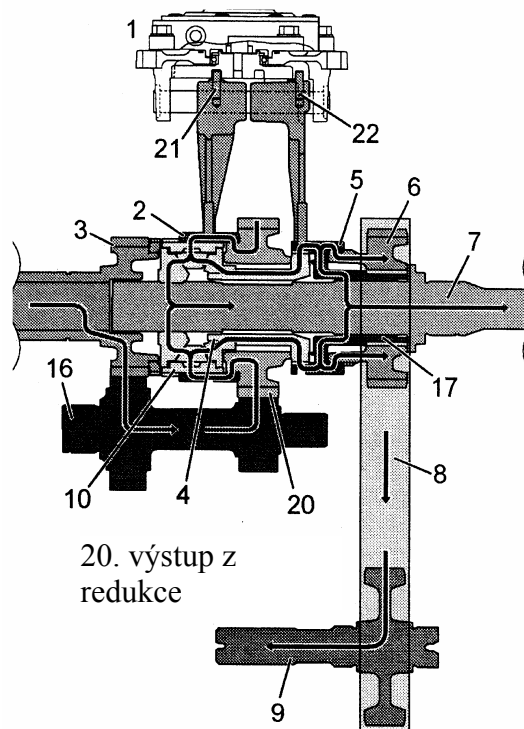
Když je režimový spínač v poloze „4H LOCK“, posune akční člen (1) řadící vidlici uzávěrky diferenciálu (22) na obrázku 21 směrem doprava. Objímka spojky uzávěrky diferenciálu (5) se proto posune doprava. Krouticí moment z převodovky je přenesen z vstupního převodu (3) stejným způsobem jako v „4H“. Ale hnací hřídel přední nápravy (4) je spojen s předním hnacím řetězovým kolem (17) pomocí objímky spojky uzávěrky diferenciálu (5). Krouticí moment z vstupního převodu (3) je přímo přenesena k zadnímu výstupnímu hřídeli (7) bez účinnosti diferenciálu. Síla přenesena k LSD je také přenesena k přednímu hnacímu řetězovému kolu (6) prostřednictvím hnacího hřídele přední nápravy (4) stejným způsobem jako v „4H“.



Obr. 21 4H LOCK | 13 |

3) 4L LOCK

Když je režimový spínač v poloze „4L LOCK“, posune akční člen řadící vidlici redukce (21) a řadící vidlici uzávěrky diferenciálu (22) směrem doprava. Redukční řadící objímka (2) a objímka spojky uzávěrky diferenciálu (5) se proto pohybuje směrem doprava. Krouticí moment z převodovky je přenesen z vstupního převodu (3) přes hřídel redukce (16) k výstupu z redukce (20). Protože LSD skříň (10) a výstup z redukce (20) jsou spojeny pomocí redukční řadící objímky (2), je krouticí moment přenesen k zadnímu výstupnímu hřídeli. Navíc, jak



Obr. 22 4L LOCK | 13 |

hřídel přední nápravy (4) a dutá hřídel k pohonu přední nápravy (17) jsou spojeny objímkou spojky uzávěrky diferenciálu (5), je krouticí moment vystupující z redukce (20) přenesen k zadnímu výstupnímu hřídeli (7) bez účinnosti diferenciálu (uzávěrka diferenciálu). Krouticí moment přenesen k LSD je také přenesen k přednímu hnacímu řetězovému kolu (6) pomocí hnacího hřídele přední nápravy (4). Vše se děje stejným způsobem jako "4H" a "4HL".

Porovnání s vozem Škoda Octavia 4x4

V tomto případě se jedná také o terénní vozidlo, pro které platí stejné zásady jako u vozu Mitsubishi Pajero.

Výhody oproti vozu Škoda Octavia 4x4:

- stálý pohon všech kol
- samosvorný diferenciál
- rychlá reakce při ztrátě přilnavosti jedné z náprav
- možnost redukce a uzávěrky
- bezúdržbový systém

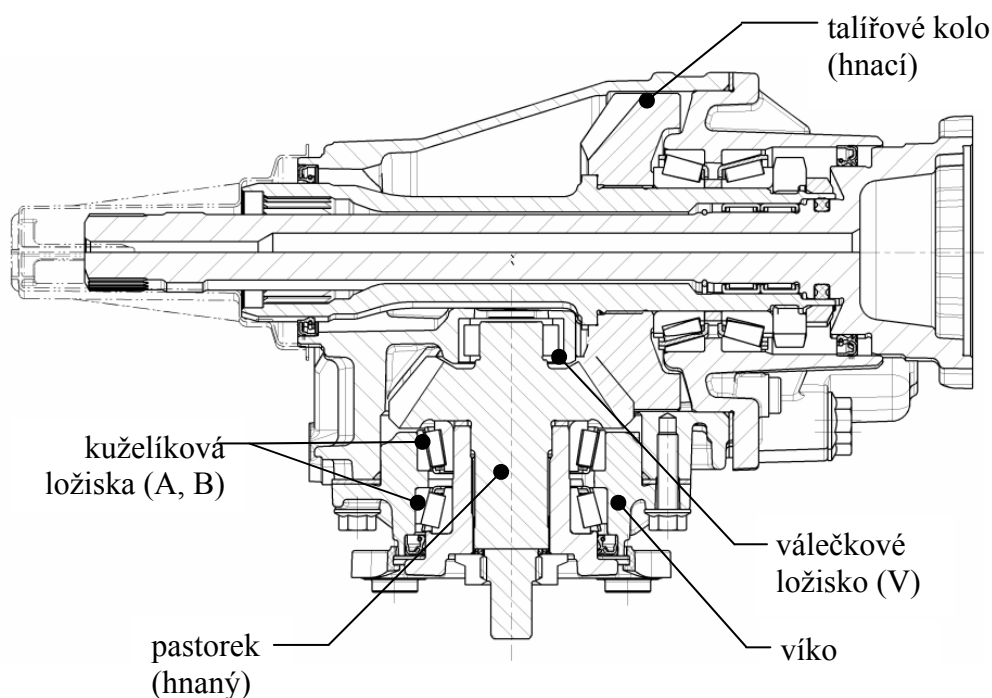
Nevýhody:

- vyšší spotřeba
- větší počet konstrukčních dílů
- vyšší cena
- větší počet pohybujících se částí
- hlučnost

5 Konstrukční návrh přední úhlové převodovky pro vůz Škoda Octavia 4x4

V současné době je přední úhlová převodovka (na obrázku 23) vybavena pastorkem uloženým pomocí tří ložisek (jedním válečkovým a dvěma kuželíkovými ložisky). Tento počet je z ekonomického hlediska nevýhodný.

Cílem mého návrhu bude snížení zatížení a počtu ložisek pastorku přední úhlové převodovky oproti sériovému stavu přední úhlové převodovky.



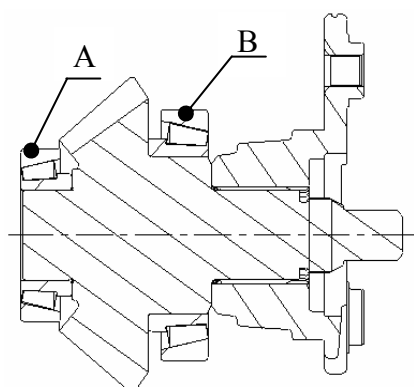
Obr. 23 Řez přední úhlovou převodovkou | 14 |

5.1 Varianty uložení pastorku

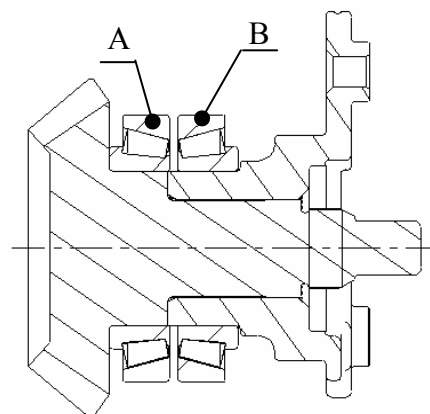
Varianta 1: Pastorek bude uložen mezi ložisky. Válečkové ložisko se odstraní a nahradí se kuželíkovým ložiskem (podle obrázku 24).

Varianta 2: Pastorek bude uložen letmo. Válečkové ložisko se odstraní a dvě kuželíková ložiska zůstanou zachována (podle obrázku 25), případně se nahradí ložisky s větší únosností.

U těchto dvou variant spočítám zatížení a deformace pastorku. Tyto výsledky porovnám se sériovým stavem a na základě nich vyberu vhodnou variantu.



Obr. 25 Varianta 1



Obr. 25 Varianta 2

6 Parametry pro výpočet

6.1 Parametry vozidla

Protože tuto úhlovou převodovku používá více koncernových automobilů firmy Volkswagen a.s., bude se převodovka navrhovat pro parametry vozidla **Audi S3**, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab. 1 | 14 |

Maximální výkon		P_{\max} [kW]	191
maximální moment		M_{\max} [Nm]	320
převodová čísla	stálého převodu	i_{sz} [-]	4,235
	1. rychlostního stupně	i_1 [-]	3,36
	2. rychlostního stupně	i_2 [-]	2,09
	3. rychlostního stupně	i_3 [-]	1,47
	4. rychlostního stupně	i_4 [-]	1,09
	5. rychlostního stupně	i_5 [-]	1,11
	6. rychlostního stupně	i_6 [-]	0,91
zpátečního stupně		i_R [-]	3,99
celková hmotnost automobilu		m_c [kg]	2040
dynamický poloměr kola		r_{dyn} [m]	0,309

6.2 Předpoklady výpočtu

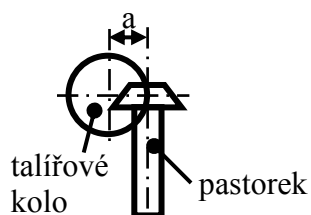
Předpokládám mezní stav přední úhlové převodovky, kdy přední přímo poháněná náprava nepřenáší žádný krouticí moment (kola prokluzují). Celý krouticí moment od motoru přenáší zadní náprava. Účinnost převodů je zanedbána. Pro parametry automobilu podle tabulky 1 to znamená:

$$M_{\max} = M_{mot} \cdot i_1 \cdot i_{sz} = 320 \cdot 3,36 \cdot 4,235 = 4544 \text{ Nm} \quad (6.1)$$

6.3 Parametry ozubení

Ozubené soukolí je navrženo jako hypoidní soukolí, což je ozubený převodový mechanismus pro transformaci rotací mezi dvěma mimoběžnými hřídeli. Síly působící v ozubení se vztahují do jednoho „pracovního“ bodu.

Protože se budou provádět změny na skříní úhlové převodovky a je potřeba snížit zatížení pastorku, změní se vyosení pastorku **a** z 10mm na 12mm oproti sériovému stavu (podle obrázku 4 a tabulky 2), přičemž počet zubů a modul zůstane zachován.



Obr. 26 Vyosení pastorku

Tab. 2

	SÉRIE	ZMĚNA
a [mm]	10	12

6.3.1 Geometrie ozubení

Geometrie hypoidního ozubení byla vypočtena interním programem firmy **Škoda auto a.s.** Základem programu jsou výpočetní vztahy dle Das Gleason-Verzahnungssystem für Kegelräder mit 90° Achswinkel, firmy Alfred Wentzky and Co., které jsou doplněné o vztahy z knihy B. A. Shtipelmana².

Všechny parametry ozubení jsou uvedeny v tabulkách 13 a 14 v příloze I a II.

Všechny potřebné údaje pro další výpočty jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3

		SÉRIE		ZMĚNA	
		talíř (hnací)	pastorek (hnaný)	talíř (hnací)	pastorek (hnaný)
počet zubů	$z_{1,2}$ [-]	27	17	27	17
kuželová vzdálenost středu zubu	$R_{m1,2}$ [mm]	65,68	63,74	66,48	63,88
úhel roztečného kužele	$\delta_{1,2}$ [°]	53,233	36,433	52,31	37,217
úhel záběru	$\alpha_{1,2}$ [°]	18,533	19,446	18,967	21,033
střední úhel sklonu zubu	$\beta_{m1,2}$ [°]	36,383	45,266	34,55	45,133

² Shtipelman, B. A. Design and Manufacture of Hypoid Gears, John Wiley and Sons, New-York-Chichester-Brisbane-Toronto.

6.3.2 Výpočet sil působících v ozubení

Pro kroutící moment M_{\max} jsou síly vypočteny ze vztahů:

$$\text{Obvodová síla: } F_{t1,2} = \frac{2000 \cdot M_{\max 1,2}}{d_{m1,2}} \quad [N] \quad (6.2)$$

$$\text{kde: } M_{\max 1} = M_{\max} \quad [Nm] - \text{kroutící moment na hnacím kole} \quad (6.3)$$

$$M_{\max 2} = M_{\max} \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad [Nm] - \text{kroutící moment na hnaném pastorku} \quad (6.4)$$

průměry výpočtových bodů:

$$d_{m1} = 2 \cdot R_{m1} \cdot \sin \delta_1 \quad [mm] \quad (6.5)$$

$$d_{m2} = 2 \cdot R_{m2} \cdot \sin \delta_2 \quad [mm] \quad (6.6)$$

$$\text{Axiál síla: } F_{a1} = F_{t1} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \sin \delta_1}{\cos \beta_{m1}} + \operatorname{tg} \beta_{m1} \cdot \cos \delta_1 \right) \quad [N] \quad (6.7)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \sin \delta_2}{\cos \beta_{m2}} - \operatorname{tg} \beta_{m2} \cdot \cos \delta_2 \right) \quad [N] \quad (6.8)$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r1} = F_{t1} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \cos \delta_1}{\cos \beta_{m1}} - \operatorname{tg} \beta_{m1} \cdot \sin \delta_1 \right) \quad [N] \quad (6.9)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \cos \delta_2}{\cos \beta_{m2}} + \operatorname{tg} \beta_{m2} \cdot \sin \delta_2 \right) \quad [N] \quad (6.10)$$

Všechny vypočtené síly jsou uvedeny v tabulce 4.

Tab. 4

		SERIE		ZMĚNA	
kroutící moment	$M_{\max 1,2} \quad [Nm]$	4544	2861	4544	2861
průměry výpočtových bodů	$d_{m1,2} \quad [mm]$	105,23	75,71	105,22	77,27
obvodová síla	$F_{t1,2} \quad [N]$	86363	75758	86382	74055
axiální síla	$F_{a1,2} \quad [N]$	66897	-38833	66044	-35550
radiální síla	$F_{r1,2} \quad [N]$	-29450	75840	-23771	77144

Z tabulky je zřejmé, že došlo ke snížení tečné a axiální síly. Naopak radiální síla se zvýšila. Nejvíce došlo ke snížení axiální síly pastorku, a to o 3283 N. Radiální síla pastorku se zvýšila o 1304 N, což je ve srovnání se snížením axiální a tečné síly přijatelné.

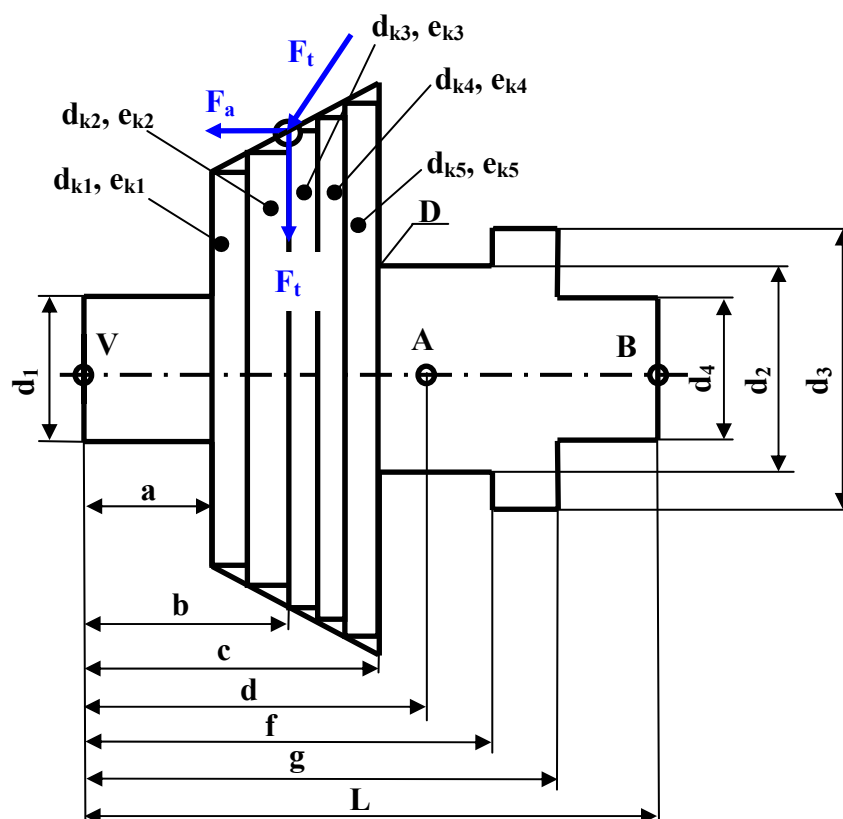
7 Výpočet zatížení a deformací pastorku

Z hlediska možnosti konstrukčního uložení pastorku a vhodné únosnosti ložisek jsou použity ložiska podle tabulky 15 v příloze III.

7.1 Náhradní modely pro výpočet pastorku

Hypoidní soukolí jsem nahradil kuželem, jehož vrcholový úhel odpovídá úhlu roztečného kužele δ . Tyto kužely jsem dále aproximoval krátkými válci.

1) SÉRIE

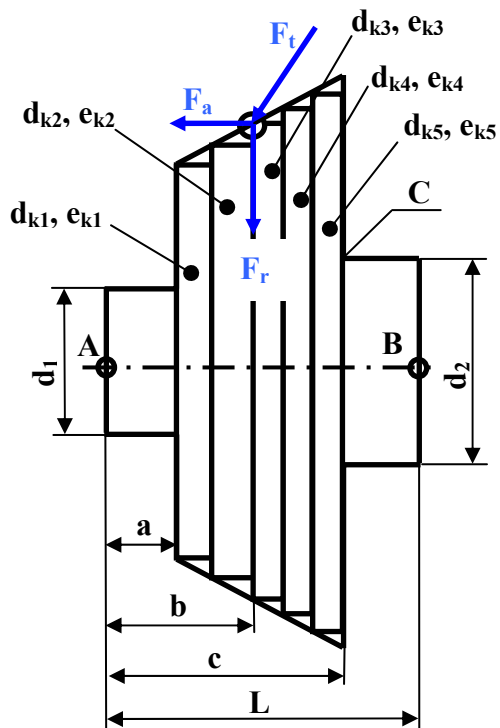


Obr. 27 Náhradní model SÉRIE

Dáno:

$F_a = 38833 \text{ N}$	$F_t = 75758 \text{ N}$	$F_r = 75840 \text{ N}$	$b = 17,3 \text{ mm}$
$c = 31,5 \text{ mm}$	$d = 36,12 \text{ mm}$	$f = 46,12 \text{ mm}$	$g = 62,72 \text{ mm}$
$L = 73,69 \text{ mm}$	$d_1 = 24,8 \text{ mm}$	$d_2 = 30 \text{ mm}$	$d_3 = 30 \text{ mm}$
$d_{m2} = 75,71 \text{ mm}$	$d_4 = 28 \text{ mm}$	$e_{k1} = 3 \text{ mm}$	$e_{k2} = e_{k1}$
$e_{k3} = 4,74 \text{ mm}$	$e_{k4} = e_{k5} = e_{k3}$	$d_{k1} = 66,8 \text{ mm}$	$d_{k2} = 71,3 \text{ mm}$
$d_{k3} = d_{m2}$	$d_{k4} = 82,71 \text{ mm}$	$d_{k5} = 89,79 \text{ mm}$	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

VARIANTA 1



Dáno:

$$F_a = 35550 \text{ N}$$

$$e_{k3} = 4,45 \text{ mm}$$

$$F_t = 74055 \text{ N}$$

$$e_{k4} = e_{k5} = e_{k6} = e_{k3}$$

$$F_r = 77140 \text{ N}$$

$d_1 = 29 \text{ mm}$

$$a = 6,6 \text{ mm}$$

$$d_2 = 50 \text{ mm}$$

$$b = 11,82 \text{ mm}$$

$$d_{k1} = 68,48 \text{ mm}$$

$$c = 29,62 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = 62,38 \text{ mm}$$

$$L = 31,62 \text{ mm}$$

$$d_{k3}=d_{m2}= 77,27 \text{ mm}$$

$$e_{k1} = 2,61 \text{ mm}$$

$$d_{k4} = 83,99 \text{ mm}$$

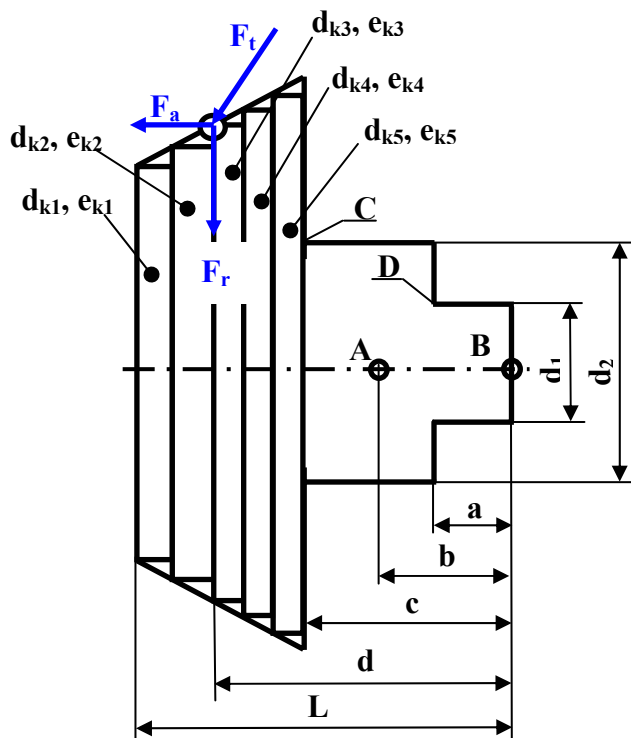
$$\mathbf{e}_{k2} = \mathbf{e}_{k1}$$

$$d_{k5} = 90,75 \text{ mm}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Obr. 28 Náhradní model varianty 1

2) VARIANTA 2



Dáno:

$$F_a = 35550 \text{ N} \quad d_{m2} = 77,27 \text{ mm}$$

$$F_t = 74055 \text{ N} \quad e_{k1} = 5,64 \text{ mm}$$

$$F_r = 77144 \text{ N} \quad e_{k2} = e_{k1}$$

$$a = 25 \text{ mm} \quad e_{k3} = 5,6 \text{ mm}$$

$$b = 38 \text{ mm} \quad e_{k4} = e_{k5} = e_{k3}$$

$$c = 40 \text{ mm} \quad d_{k1} = 68,71 \text{ mm}$$

$$d = 56,82 \text{ mm} \quad d_{k2} = 69,77 \text{ mm}$$

$$L = 68,1 \text{ mm} \quad d_{k3} = d_{m2}$$

$$d_1 = 46 \text{ mm} \quad d_{k4} = 85,79 \text{ mm}$$

$$d_2 = 32,4 \text{ mm} \quad d_{k5} = 94,31 \text{ mm}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Obr. 29 Náhradní model varianty 2

7.2 Výpočet reakcí v ložiscích

1) SÉRIE

Pastorek je uložen na třech ložiscích, tudíž se jedná o staticky neurčitý nosník a reakce v ložiscích se musí vypočítat z rovnic rovnováhy pastorku, okrajových podmínek průhybů a natočení pastorku. Podle uspořádání ložisek zachytí axiální sílu ložisko **B**.

Rovnice rovnováhy:

$$F_a - R_{Bx} = 0 \quad (7.1)$$

$$R_{Vy} - F_r + R_{Ay} + R_{By} = 0 \quad (7.2)$$

$$R_{Vz} - F_t + R_{Az} + R_{Bz} = 0 \quad (7.3)$$

Momentové rovnice k bodu V:

rovina x-y

$$F_a \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_r \cdot b + R_{Ay} \cdot d + R_{By} \cdot L = 0 \quad (7.4)$$

rovina x-z

$$-F_t \cdot b + R_{Az} \cdot d + R_{Bz} \cdot L = 0 \quad (7.5)$$

Radiální reakce:

$$R_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (7.6)$$

2) VARIANTA 1

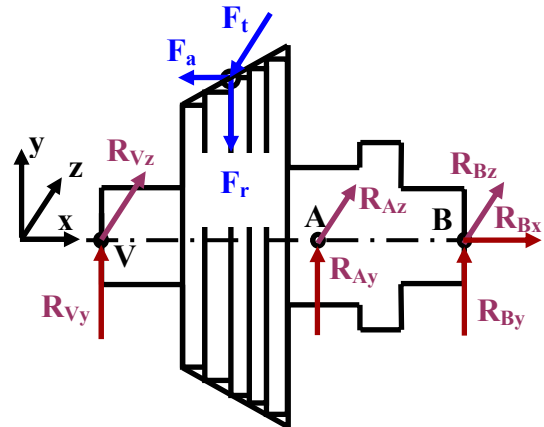
V tomto případě se jedná o staticky určitý nosník, jehož reakce se spočítají z momentových rovnic k bodům **A** a **B**. Podle uspořádání ložisek zachytí axiální sílu ložisko **A**.

Reakce v bodě A:

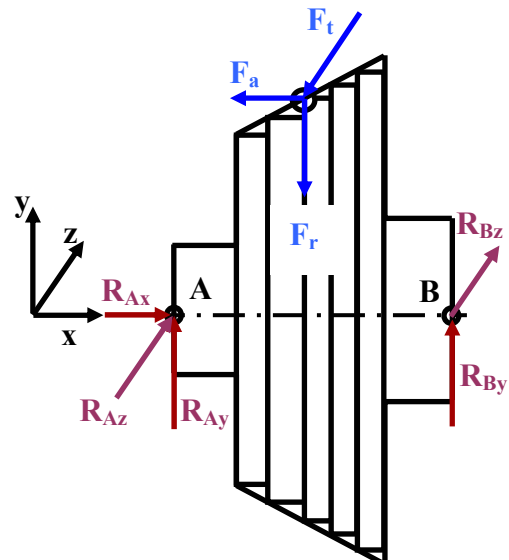
$$R_{Ax} = F_a \quad (7.7)$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot (L - b) + F_a \cdot d_{m2} / 2}{L} \quad (7.8)$$

$$R_{Az} = \frac{F_t \cdot (L - b)}{L} \quad (7.9)$$



Obr. 30 Reakce v ložiscích



Obr. 31 Reakce v ložiscích

Reakce v bodě B:

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot b - F_a \cdot d_{m2} / 2}{L} \quad (7.10)$$

$$R_{Az} = \frac{F_t \cdot b}{L} \quad (7.11)$$

Radiální reakce v ložiscích:

$$R_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (7.12)$$

3) VARIANTA 2

V tomto případě se jedná o staticky určitý nosník, jehož reakce se spočítají z momentových rovnic k bodům **A** a **B**. Podle uspořádání ložisek zachytí axiální sílu ložisko **B**.

Reakce v bodě A:

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot d + F_a \cdot d_{m2} / 2}{b} \quad (7.13)$$

$$R_{Az} = \frac{F_t \cdot d}{b} \quad (7.14)$$

Reakce v bodě B:

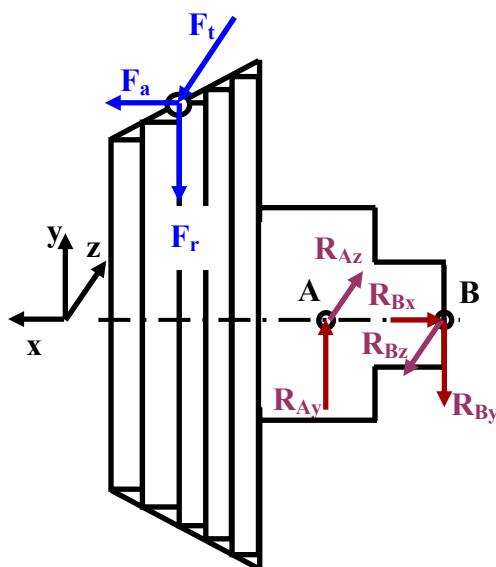
$$R_{Bx} = F_a \quad (7.15)$$

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot (d - b) + F_a \cdot d_{m2} / 2}{b} \quad (7.16)$$

$$R_{Bz} = \frac{F_t \cdot (d - b)}{b} \quad (7.17)$$

Radiální reakce v ložiscích:

$$R_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (7.18)$$



Obr. 32 Reakce v ložiscích

7.3 Výpočet průhybu a natočení pastorku³

Výpočet se bude provádět pomocí Schwedlerovy-Žuravského věty, pro kterou platí následující vztahy:

Natočení hřídele:

$$w''(x) = -\frac{M(x)}{E \cdot J_y(x)} \quad w'(x) = \psi(x) = -\frac{1}{E} \cdot \int \frac{M(x)}{J_y(x)} \cdot dx \quad (7.19)$$

Průhyb hřídele:

$$w(x) = -\frac{1}{E} \cdot \int \int \frac{M(x)}{J_y(x)} \cdot dx \quad (7.20)$$

Ohybový moment:

$$M(x) = R \cdot x \quad (7.22)$$

Kvadratický moment:

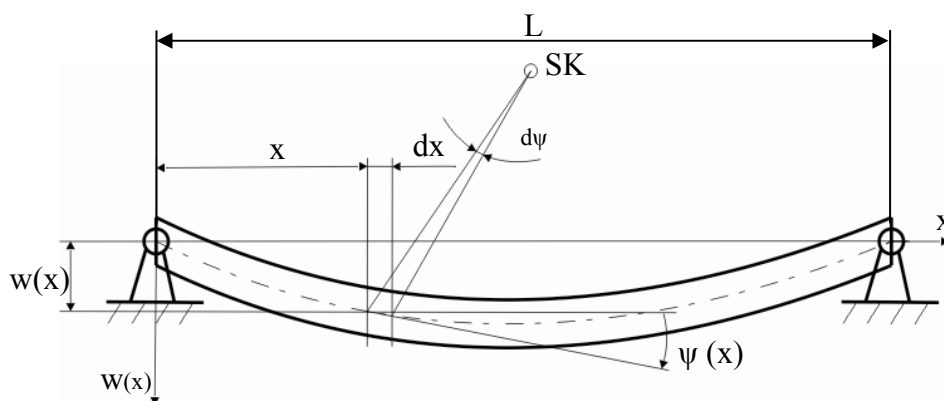
$$J_y(x) = \pi \cdot \frac{d(x)^4}{64} \quad (7.23)$$

kde: E – modul pružnosti v tahu

R – reakce v ložiscích

d(x) – průměr hřídele v místě x

x jde od 0 do L



Obr. 33 Průhyb a natočení pastorku

³ Všechny tyto výpočty jsem řešil pomocí programu **Mathcad**.

7.4 Výpočet redukovaného napětí pastorku

Protože je pastorek zatěžován kombinovaným namáháním (ohyb a krut) a jelikož je vyroben z houževnatého materiálu, použijí pro výpočet redukovaného napětí metodu **HMH**, pro kterou platí:

Redukované napětí:

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (7.24)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (7.25)$$

Krutové napětí:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (7.26)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (7.27)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (7.28)$$

kde: M_o – ohybový moment

M_k – moment v krutu

d – průměr hřídele

Poznámka: Redukované napětí je počítáno pro místa vyznačena na obrázcích 27-29 písmeny **C, D**.

7.5 Výsledky výpočtů

Všechny výsledky výpočtů (reakce a natočení ložisek, průhyb a natočení kuželového kola, redukované napětí) jsou uvedeny v tabulce 5.

Tab. 5

			VARIANTY		
			SÉRIE	1	2
Ložisko V	R_{Vx}	[N]	-	Válečkové ložisko	
	R_{Vy}		75546		
	R_{Vz}		36190		
	R_{VR}		83766		
	ψ	[°]	3,78		
Ložisko A	R_{Ax}	[N]	-	35550	-
	R_{Ay}		4783	91746	151495
	R_{Az}		42455	4632	61789
	R_{AR}		42723	102792	163611
	ψ	[°]	0,75	4,06	6,2
Ložisko B	R_{Bx}	[N]	38833	-	35550
	R_{By}		-4488	-14601	74351
	R_{Bz}		-3066	27683	36677
	R_{BR}		5436	31298	82905
	ψ	[°]	0,3	0,67	3,3
Kuželové kolo	w	[μm]	5,53	3,82	36,2
	ψ	[°]	1,04	0,67	6,8
Místo max. napětí	σ_O	[MPa]	67,83	5,1	229,22 ⁴
					739,02
	τ	[MPa]	539,66	116,57	116,57
					539,66
	σ_{HMH}	[MPa]	937,19	201,97	305,46
					1191,58

⁴ Horní řádek platí pro místo C.

8 Výběr vhodné varianty

Z výsledků výpočtů v tabulce 5 lze učinit tyto dílčí závěry:

- U obou variant došlo k významnému navýšení reakcí v ložiscích. Nejvíce k tomu došlo u varianty 2.
- Natočení ložisek se zvýšilo u obou variant. Nejvíce k tomu došlo u ložiska A, jejichž hodnoty jsou:
 - o u varianty 1 – 4,06°
 - o u varianty 2 – 6,2°

S ohledem na mezní zatížení jsou výše uvedené hodnoty přijatelné. Průhyb a natočení kuželového kola se u varianty 1 snížil a u varianty 2 značně navýšil.

- Redukované napětí se v místě přechodu kuželového kola do válcové části u obou variant snížilo.

Z vyhodnocení obou variant je zcela zřejmé, že nejvýhodnější je varianta 1. U této varianty sice nedošlo ke snížení zatížení ložisek, ale vzhledem k tomu, že se snížil jejich počet, je velice přijatelná z ekonomického hlediska.

Tyto výpočty byly provedeny pro mezní stav přední úhlové převodovky, kdy přední přímo poháněná náprava nepřenáší žádný kroutící moment (kola prokluzují). Celý kroutící moment od motoru přenáší zadní náprava. Dalších jízdních stavů (režimů), které mohou nastat, je mnoho. Proto v další části určím provozní zatížení přední úhlové převodovky a z něj vypočítám životnost ložisek, z které vyplyne vhodnost použití varianty 1.

9 Povození zatížení přední úhlové převodovky

Měření provozního zatížení bylo provedeno na jednom okruhu životnostního testu EPW o celkové délce cca 200km. Měřen byl krouticí moment na obou poloosách zadní nápravy (za spojkou HALDEX a diferenciálem). Poloha měřených míst (v rámečku) a schéma pohonu jsou patrná z obrázku 34, kde jsou uvedeny označení zátěžných kroutících momentů na hřídelích pohonu zadní nápravy.

Velikosti momentů na všech hřídelích pohonu zadní nápravy jsou vyjádřeny v poměru k měřené hodnotě kroutícího momentu na zadní nápravě. Přitom předpokládáme, že celková účinnost přenosu mezi přední a zadní nápravou je $\eta = 0,9$. | 14 |

Z měření byly vyhodnoceny krouticí momenty na obou zadních poloosách a doba t_i setrvání momentu M_i při rychlosti v_i . Celkový moment na zadní nápravě je vypočten z měřených momentů na obou poloosách $M_{1Z} = M_P + M_L$ | 14 |.

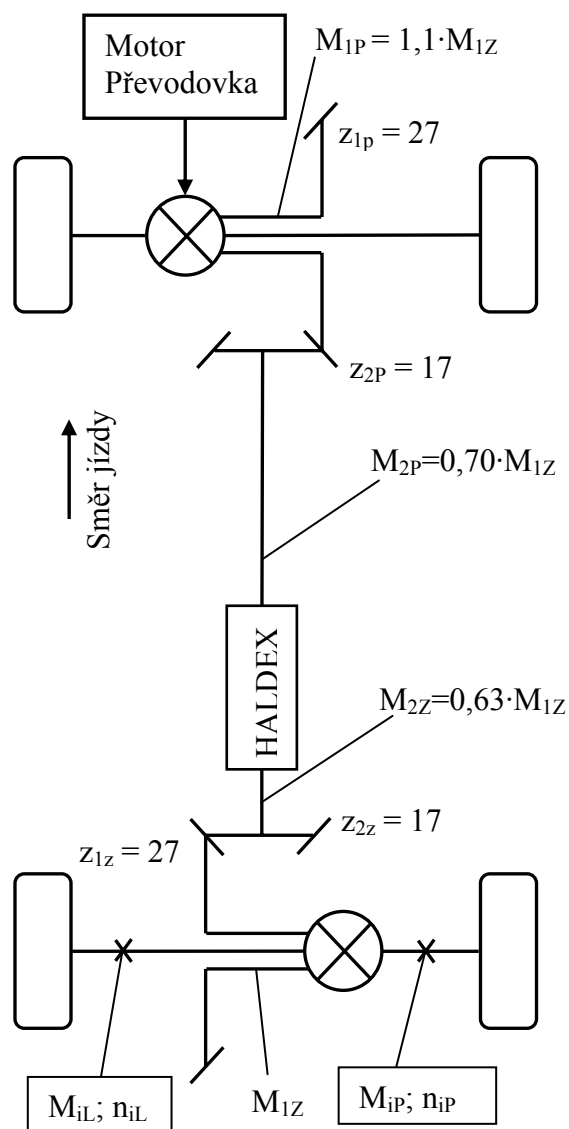
Hodnoty výsledků měření pravé a levé poloosy jsou uvedeny v tabulce 16 v příloze IV, kde je:

M_i – v řádcích moment i -té třídy (L a P) [Nm]

v_i – rychlost [km/hod] ve sloupcích

t_i – čas [sec] v průsečících řádků a sloupců.

Počty cyklů (otáček kol) se vypočítají podle následujících vztahů (9.1) a (9.2).



Obr. 34 Schéma pohonu | 14 |

Rychlost jízdy:

$$v_i = \frac{n_i \cdot \pi \cdot d}{t_i} \cdot \frac{3600}{1000} = \frac{n_i}{t_i} \cdot 7,2 \quad [km \cdot hod^{-1}] \quad (9.1)$$

kde: obvod pneumatiky $\pi \cdot d$ je 2 metry, n_i je počet otáček (cyklů) | 14 |

Ze známé rychlosti a příslušného časového úseku se určí počet otáček (cyklů) klecce diferenciálu.

$$n_i = \frac{v_i \cdot t_i}{7,2} \quad [ot] \quad (9.2)$$

Celkový součet časů $\sum t_i$ ze součtové tabulky 16 v příloze IV činí 8392,1 sekund.

V tabulce 17 v příloze V je vypočten počet cyklů odpovídajících příslušné rychlosti a době trvání podle vztahu (9.2). V této tabulce je proveden součet časů hladin se záporným momentem s odpovídajícími hladinami se stejně velkým, ale kladným momentem. Celkový součet cyklů z $\sum n_i$ tabulky 17 v příloze V činí 99310,2. V této tabulce se už bere dvojnásobný moment (součet pravé a levé nápravy), na obrázku 34 označený jako M_{1Z} .

Celkový čas:

$$\sum t_i = \frac{8392,1}{3600} = 2,33 \quad [hod] \quad (9.3)$$

Průměrná rychlost:

$$\bar{v} = \frac{\sum n_i}{\sum t_i} \cdot 7,2 = \frac{99310,2}{8392,1} \cdot 7,2 = 85,203 \quad [km \cdot hod^{-1}] \quad (9.4)$$

Ujetá vzdálenost:

$$s = \sum n_i \cdot \pi \cdot d = 99310,2 \cdot 2 = 198620,4 \quad [m] \quad (9.5)$$

Tab. 6

M_i [Nm]	n_i [cykly]	N_i [cykly]
2574	0,7	0,7
2442	0,4	1,1
2310	0,7	1,8
2178	0,8	2,6
2046	2,6	5,2
1914	3,6	8,8
1782	4,3	13,1
1650	13,0	26,2
1518	18,0	44,2
1386	22,5	66,7
1254	22,6	89,3
1122	27,6	116,9
990	44,6	161,5
858	107,8	269,3
726	351,1	620,4
594	602,7	1223,1
462	3743,7	4966,8
330	12294,4	17261,1
198	44295,1	61556,2
66	37754,0	99310,2
99310,2		

Celkové provozní spektrum zatížení naměřené na dráze 200 km je dáno součtem pootočení $\sum n_i$ ve sloupcích momentů v tabulce 17.

V tabulce 6 je výsledné momentové spektrum na hladinách M_i [Nm] s počtem cyklů ve třídách n_i (třídních) a součtovým počtem cyklů N_i (kulmativní). Délka tohoto spektra je dána průměrnou rychlostí podle vztahu (9.4) a ujetou vzdáleností podle vztahu (9.5) $s = 200$ km. Zkoušky se provádí na dráze $s_c = 100\,0000$ km | **14** |. To znamená, že kulmativní počet cyklů je nutno násobit 500.

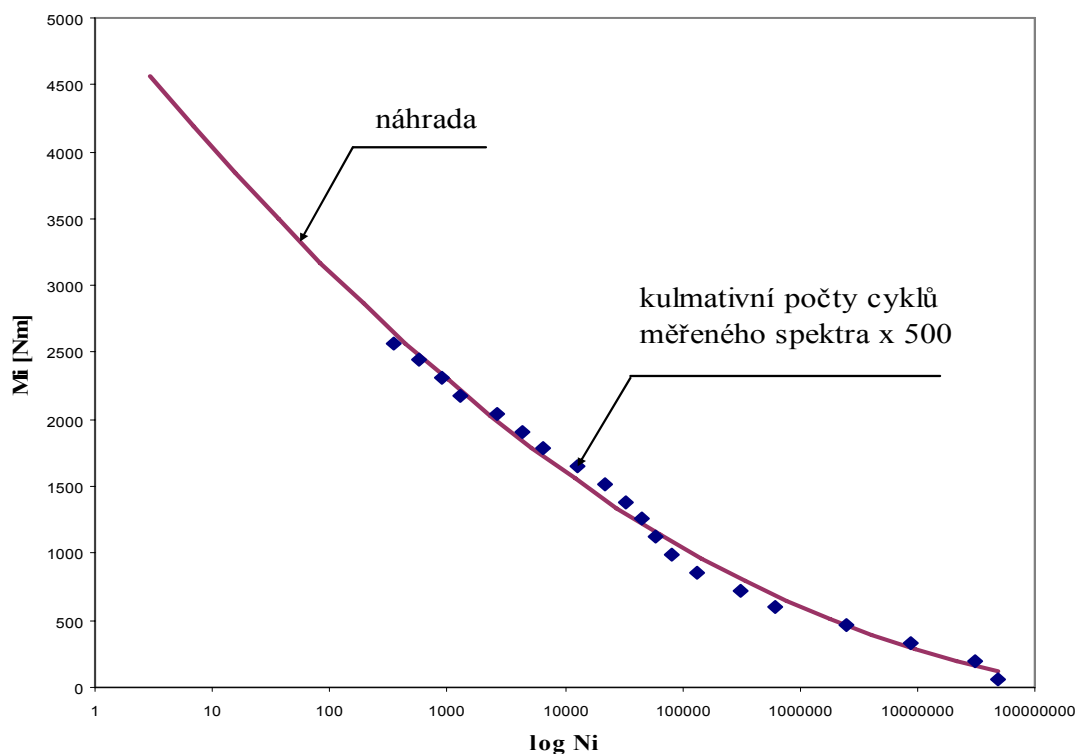
9.1 Náhrada spektra

Po vynásobení kulmativních cyklů N_i (v tabulce 6), převedením na logaritmy, vytvořením grafu závislosti momentu M_i na kulmativních cyklech N_i ($M_i(\log N_i)$) na obrázku 35 a proložení polynomem druhého řádu lze napsat **náhradu spektra** podle vztahu:

$$M_i = 57,968 \cdot (\log N_i)^2 - 1089,2 \cdot \log N_i + 5042,5 \quad (9.6)$$

odkud **kulmativní počet cyklů:**

$$N_i = 10^{\frac{1089,2 - \sqrt{1089,2^2 - 231,872 \cdot (5042,5 - M_i)}}{115,936}} \quad (9.7)$$



Obr. 35 Náhrada spektra

Z výsledného spektra vychází, že mezního stavu (pro $M_{\max} = 4544 \text{ Nm}$) za dobu života lze dosáhnout asi 3x (dosazením M_{\max} do vztahu (9.7)). Přitom se předpokládá, že k meznímu zatížení dojde v celém pohonu 4x4.

9.2 Určení ekvivalentního momentu

Ekvivalentní moment se určí tak, že křivku M_i nahradíme přímkou M_{ekv} (podle obrázku 36), a musí platit, že plocha pod křivkou se musí rovnat ploše pod přímkou $S_k = S_{ekv}$. Potom se ekvivalentní moment vypočte podle následujícího vztahu:

Plocha pod křivkou se vypočte:

$$S_k = \int_{N_p}^{N_{\max}} M_i \cdot dN_i = \int_{N_p}^{N_{\max}} (57,968 \cdot (\log N_i)^2 - 1089,2 \cdot \log N_i + 5042,5) \cdot dN_i \quad (9.8)$$

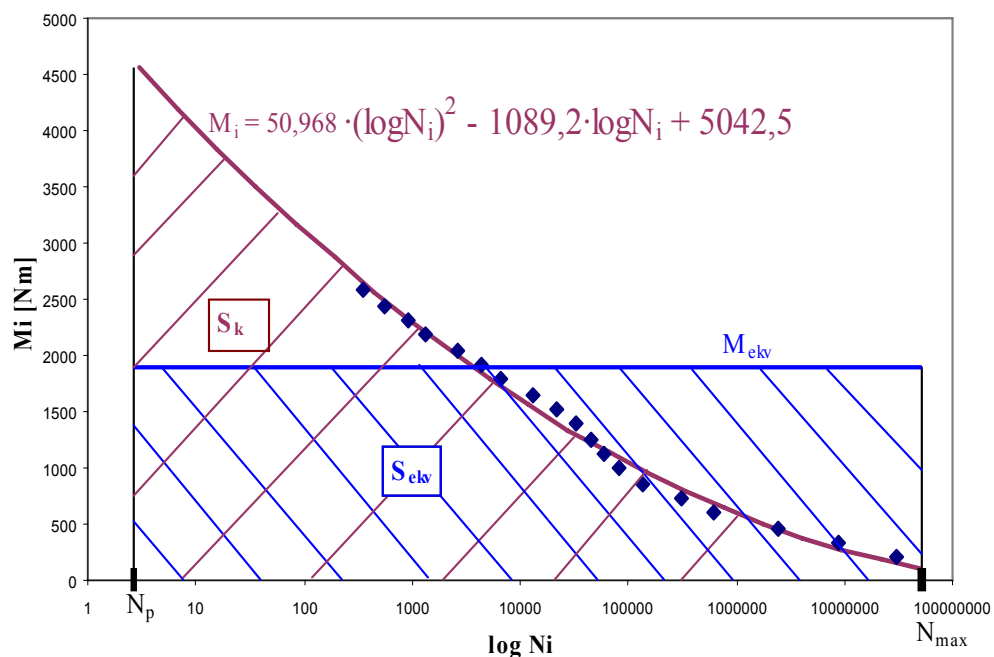
$$\text{Kde: } N_p = 3 \text{ a } N_{\max} = 4,97 \cdot 10^7$$

Plocha pod přímkou:

$$S_{ekv} = (N_{\max} - N_p) \cdot M_{ekv} \quad (9.9)$$

Potom se ekvivalentní moment vypočte:

$$M_{ekv} = \frac{S_{ekv}}{N_{\max} - N_p} = 216 \text{ [Nm]} \quad (9.10)$$



Obr. 36 Náhrada spektra

Přehled rázových momentů pro ekvivalentní a maximální moment (podle obrázku 34) je shrnut pro všechny hřídele do tabulky 7.

Tab. 7

Název hřídele	Označ. na obr. 13	Poměrný moment [-]	Krouťící moment na hřídeli [Nm]		Max. počet cyklů spektra
			M_{\max}	M_{ekv}	
hnací hřídel přední rozv.	M_{1P}	1,1	5019,3	237,6	$4,95 \cdot 10^7$
hnaný hřídel přední rozv.	M_{2P}	0,70	3194,1	151,2	$7,89 \cdot 10^7$
výstup. hř. sp. HALDEX	M_{2Z}	0,63	2874,69	136,08	(x27/17)
hnaný hřídel zadní rozv.	M_{1Z}	1,00	4563	216	$4,95 \cdot 10^7$

Na pastorku působí moment M_{2P} . Pro výpočet životnosti ložisek je lepší vyjádřit ekvivalentní moment poměrnou hodnotou.

$$\overline{M}_{\text{ekv}} = \frac{M_{\text{ekv}}}{M_{\max}} = \frac{151,2}{3194,1} = 0,047 \quad [-] \quad (9.11)$$

Pro výpočet životnosti je pak možno $\overline{M}_{\text{ekv}}$ násobit max. zatížením v Nm, N, MPa.

10 Výpočet životnosti ložisek

Přehled použitých ložisek je uveden v příloze III, v tabulce 15. V horním řádku je pro každé ložisko uveden výrobce ložiska. Ve druhém řádku jsou uvedeny parametry ložisek SKF, pro které je proveden výpočet životnosti.

Základní trvanlivost

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad [\text{cyklů}] \quad (10.1)$$

kde: C – dynamická únosnost ložiska (příloha III, tabulka 15)

P – ekvivalentní dynamické zatížení

p – exponent trvanlivosti $p = 10/3$

Životnost na ujetou dráhu

$$L_{km} = L_{10} \cdot \frac{\pi \cdot r_{dyn} \cdot \frac{z_2}{z_1}}{1000} \quad [km] \quad (10.2)$$

kde: podle tabulky 1 $r_{dyn} = 0,309m$ a podle tabulky 3 $z_1 = 27$ a $z_2 = 17$

Celková životnost ložiska

$$L_C = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{km} \quad [km] \quad (10.3)$$

kde: $a_1 = 0,33$ – součinitel spolehlivosti pro pravděpodobné přetížení 98%

$a_{SKF} = 0,77$ – součinitel SKF pro tyto podmínky:

Olej ISOVG 150 $v_{40} = 135 \div 165 \text{ mm}^2 \cdot \text{sec}^{-1}$

teplota olejů 100°C $v = 200 \text{ mm}^2 \cdot \text{sec}^{-1}$

slabé znečištění

Určení ekvivalentního dynamického zatížení

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = R_R \quad [N] \quad \text{pro } R_a/R_R \leq e \quad (10.4)$$

$$P = 0,4 \cdot R_R + Y \cdot F_a \quad [N] \quad \text{pro } F_a/R_R > e \quad (10.5)$$

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_0 = 0,5 \cdot R_R + Y_0 \cdot F_a \quad [N] \quad (10.6)$$

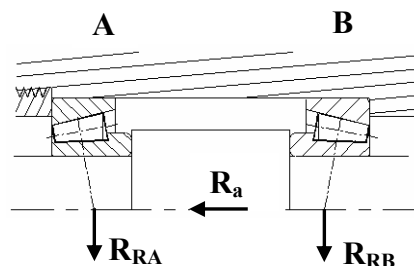
$$\text{Pro } P_0 < F_R \text{ platí, že } P_0 = R_R \quad [N] \quad (10.7)$$

kde: R_R – jsou radiální reakce z tabulky 5 vynásobené poměrnou hodnotou ekvivalentního momentu \overline{M}_{ekv} a jsou uvedeny v tabulce 8.

F_a – je axiální síla, která se určí podle obrázku 37 a tabulky 9.

Tab. 8

VARIANTA			
A	R_a	[N]	1600
	R_{RA}		4625
B	R_{RB}	[N]	1408



Obr. 37 Kuželíková ložiska

Tab. 9

Podmínky		Axiální síla [N]	
1	$\frac{R_{RA}}{Y_A} \leq \frac{R_{RB}}{Y_B}$	$F_{aA} = F_{aB} + R_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot R_{RB}}{Y_B}$
	$R_a \geq 0$		
2	$\frac{R_{RA}}{Y_A} > \frac{R_{RB}}{Y_B}$	$F_{aA} = F_{aB} + R_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot R_{RB}}{Y_B}$
	$R_a \geq 0,5 \cdot \left(\frac{R_{RA}}{Y_A} - \frac{R_{RB}}{Y_B} \right)$		
3	$\frac{R_{RA}}{Y_A} > \frac{R_{RB}}{Y_B}$	$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot R_{RA}}{Y_A}$	$F_{aB} = R_{aA} - R_a$
	$R_a < 0,5 \cdot \left(\frac{R_{RA}}{Y_A} - \frac{R_{RB}}{Y_B} \right)$		

Statická bezpečnost⁵

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad [-] \quad (10.8)$$

kde: C_0 – statická únosnost ložiska (příloha III, tabulka 15)

10.1 Výsledky výpočtů

Výsledky výpočtů podle vztahů (10.1) až (10.8) jsou uvedeny v tabulce 10.

Tab. 10

	R_a/R_R [-]	P [N]	P_0 [N]	s_0 [-]	L_{10} [cyklů]	L_{km} [km]	L_C [km]
A	0,45	5656,37	102799,40	0,40	5,00E+08	7,71E+05	195980
B	0,36	1408,40	31297,70	2,81	2,7761E+11	4,28E+08	1,09E+08

Ložisko **B** je předimenzované a bylo by možno uvažovat o ložisku nižší únosnosti.

Ložisko **A** u hlavy pastorku, které přenáší axiální sílu, má dostatečnou životnost.

⁵ Je počítána pro maximální moment.

11 Namáhání hřídele

Přehled použitých materiálů a jejich základní vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 11.

Tab. 11 | 14 |

součásti	značka materiálu DIN 17200, 17210 a zpracování	min. mez pevnosti (předpis) R_m [MPa]	mez kluzu DIN 17210 R_e [MPa] pro \varnothing
ozubená kola	18CrNiMo 7-6 cement. Kalený povrch min. 58HRc jádro 42 HRc	1300,	$\varnothing 30 - 785$ $\varnothing 63 - 685$
hnaná příruba kardanu	42CrMo 4 zušlechtěný	875	$\varnothing 40 - 650$ $\varnothing 100 - 550$

Pastorek má maximální redukované napětí v místě přechodu tělesa ozubeného kola do válcové části (podle obrázku 38). Maximální redukované napětí (podle tabulky 5) činí $\sigma_{HMH} = 202$ MPa při ohybovém momentu $M_o = 62,59$ Nm a krutícím momentu (podle tabulky 7) $M_k = 3194$ Nm.

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{62,59 \cdot 10^3}{11480} = 5,5 \text{ [MPa]} \quad (11.1)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 48,9^3}{32} = 11480 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (11.2)$$

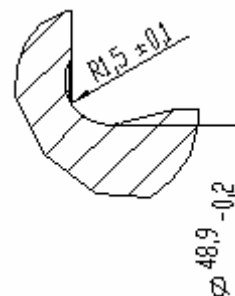
Krutové napětí:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3194 \cdot 10^3}{22959} = 139 \text{ [MPa]} \quad (11.3)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 48,9^3}{16} = 22959 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (11.4)$$

$$\text{Základní mez únavy: } \sigma_{oc} = 0,44 \cdot R_m = 0,44 \cdot 1300 = 572 \text{ [MPa]} \quad (11.5)$$

$$\text{Ohyb za rotace – mez únavy: } \sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc} \cdot \varepsilon \cdot \eta_o}{\beta_o} = \frac{572 \cdot 0,8 \cdot 0,9}{2,1} = 195,8 \text{ [MPa]} \quad (11.6)$$



Obr. 38 Max. napětí

$$\text{Mez kluzu v krutu: } \tau_c = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 785 = 550 \text{ [MPa]} \quad (11.7)$$

$$\text{Skutečná mez únavy v krutu: } \tau_c^* = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon \cdot \eta_k}{\beta_k} = \frac{550 \cdot 0,8 \cdot 0,95}{1,7} = 245,9 \text{ [MPa]} \quad (11.8)$$

kde: ε - součinitel velikosti

η_o, η_k - součinitel povrchu – ohyb, krut

β_o, β_k - součinitel vrubu – ohyb, krut

$$\text{Bezpečnost v ohybu: } k_{oc} = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} = \frac{195,8}{5,5} = 35,6 \text{ [-]} \quad (11.9)$$

$$\text{Bezpečnost v krutu: } k_\tau = \frac{\tau_c^*}{\tau_k} = \frac{245,9}{139} = 1,77 \text{ [-]} \quad (11.10)$$

$$\text{Celková bezpečnost: } k_\Sigma = \frac{k_{oc} \cdot k_\tau}{\sqrt{k_{oc}^2 + k_\tau^2}} = \frac{35,6 \cdot 1,77}{\sqrt{35,6^2 + 1,77^2}} = 1,77 \text{ [-]} \quad (11.11)$$

Krouticí moment se z pastorku přenáší k zadní nápravě prostřednictvím drážkování na přírubu z materiálu podle tabulky 11.

Přibližné rozměry příruby $D = 53\text{mm}$, $d = 37\text{mm}$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{53^4 - 37^4}{53} = 22289 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (11.12)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3194 \cdot 10^3}{22289} = 143 \text{ [MPa]} \quad (11.13)$$

$$\text{Mez kluzu v krutu: } \tau_c = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 650 = 455 \text{ [MPa]} \quad (11.14)$$

$$\text{Bezpečnost: } k_\tau = \frac{\tau_c}{\tau} = \frac{455}{143} = 3,18 \text{ [-]} \quad (11.15)$$

Z bezpečností vyplívá, že pastorek a příruba jsou dostatečně dimenzovány.

12 Pevnostní kontrola ozubení

Protože se jedná o hypoidní ozubená kola, musí se provést přepočet hypoidního ozubení na ozubení čelní, který se provede podle normy **DIN 3991**.

12.1 Přepočet hypoidního ozubení

Počet zubů z_v :

$$z_{v1} = z_1 \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \quad (12.1)$$

$$z_{v2} = z_2 \cdot \sqrt{u^2 + 1} \quad (12.2)$$

$$\text{kde: } u = \frac{z_2}{z_1} \quad (12.3)$$

Převodový poměr u_v :

$$u_v = \left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2 = u^2 \quad (12.4)$$

Průměr roztečné kružnice d_v :

$$d_{v1} = d_{m1} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \quad (12.6)$$

$$d_{v2} = u^2 \cdot d_{v1} \quad (12.6)$$

Osová vzdálenost a_v :

$$a_v = \frac{(d_{v1} + d_{v2})}{2} \quad (12.7)$$

Průměr hlavové kružnice d_{va} :

$$d_{va} = d_v + 2 \cdot h_{am} \quad (12.8)$$

Kde střední výška zubu h_{am} :

$$h_{am1,2} = h_{a1,2} - \frac{b}{2} \cdot \tan(\delta_{a1,2} - \delta_{1,2}) \quad (12.9)$$

Poznámka: Pro různé rozdíly šířky zubu pastorku a kola se v rovnici používá menší hodnota b .

Normálový modul:

$$m_{mn} = m_0 \cdot \cos \beta_m \cdot \frac{R_m}{R_a} \quad (12.10)$$

Posunutí základního profilu x_{hm} :

Posunutí základního profilu x_{hm} se vztahuje na normálový modul uprostřed šířky zubu m_n .

$$x_{hm1,2} = \frac{h_{am1,2} - h_{am2,1}}{2 \cdot m_{mn}} \quad (12.11)$$

Průměr základní kružnice d_{vb} :

$$d_{vb1,2} = d_{v1,2} \cdot \cos \alpha_{vt} \quad (12.12)$$

$$\alpha_{vt} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_m}\right) \quad (12.13)$$

Profilové trvání záběru $\varepsilon_{v\alpha}$:

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha} \cdot \cos \beta_m}{m_{mt} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{vt}} \quad (12.14)$$

Délka záběru $g_{v\alpha}$:

$$g_{v\alpha} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 + d_{vb2}^2} \right) - a_v \cdot \sin \alpha_{vt} \quad (12.15)$$

Součinitel kroku $\varepsilon_{v\beta}$:

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta_m}{m_{mn} \cdot \pi} \quad (12.16)$$

Celkové trvání záběru $\varepsilon_{v\gamma}$:

$$\varepsilon_{v\gamma} = \varepsilon_{v\alpha} + \varepsilon_{v\beta} \quad (12.17)$$

Všechny zadané údaje a vypočítané hodnoty z rovnic (12.1) až (12.17) jsou uvedeny v tabulce 18 a 19 v příloze VI.

12.2 Kontrolní pevnostní výpočet

Další výpočty byly provedeny interním programem firmy **Škoda auto a.s.** Základem tohoto programu jsou výpočetní vztahy dle normy **DIN 3991**.

Výpočet byl vykonán pro zátěžný moment $M_{pev} = 1415 \text{ Nm}$ při otáčkách $n = 747,7 \text{ min}^{-1}$ a pro zátěžný moment ekvivalentní, který (podle tabulky 7) činí $M_{ekv} = 237,6 \text{ Nm}$ při otáčkách $n = 1027,6 \text{ min}^{-1}$. Výpočet byl uskutečněn i pro sériový stav.

Protože není materiál ozubených kol (podle tabulky 11) v databázi výpočtu, byl výpočet učiněn pro materiál 16220.4 ($R_e = 635 \text{ MPa}$, $\rho = 7,83 \text{ kg/m}^3$, tvrdost boku zubu 650 HB/HV).

Dále byl pastorek nahrazen hnacím kolem, proto se zátěžné momenty a otáčky musí vynásobit převodovým číslem u_v ($u_v = 0,396$) tabulka 19 příloha VI, poté:

$$M_{pev} = 561,2 \text{ Nm} \quad n = 296,4 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{ekv} = 94,2 \text{ Nm} \quad n = 2592,1 \text{ min}^{-1}$$

Poznámka: Výsledky výpočtů jsou uvedeny v příloze VII a VIII.

12.3 Zhodnocení výpočtů

Všechny potřebné údaje z výsledků výpočtů z přílohy VII a VIII jsou uvedeny v tabulce 12.

Tab. 12

		Namáhání zubu na dotyk souč. bezpečnosti dotyku $s_H [-]$		Namáhání zubu na ohyb souč. bezpečnosti ohybu $s_F [-]$	
		$z_2 = 17$	$z_1 = 27$	$z_2 = 17$	$z_1 = 27$
$M_{pev} = 561,2 \text{ Nm}$	SÉRIE	3,88	3,68	1,38	2,13
	ZMĚNA	3,82	3,58	1,58	2,55
$M_{ekv} = 94,2 \text{ Nm}$	SÉRIE	3,00	3,53	2,54	1,56
	ZMĚNA	2,93	3,48	3,01	1,78

Z tabulky je zřejmé, že namáhání zubu na dotyk a ohyb vyhovuje pro oba zátěžné momenty.

U namáhání zubu na dotyk dále došlo k mírnému snížení součinitele bezpečnosti, a to maximálně o 0,1. Naopak u namáhání zubu na ohyb došlo k navýšení součinitelů bezpečnosti, a to minimálně o 0,2 a maximálně o 0,47. Dá se tedy říci, že změna vyosení pastorku z 10 mm na 12 mm je vyhovující.

13 Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem různých variant uložení hnaného pastorku přední úhlové převodovky s cílem snížení zatížení a počtu ložisek pastorku oproti sériovému stavu.

Varianty uložení:

- S uložení pastorku mezi ložisky.
- S uložení pastorku letmo.

Z výpočtů zatížení a deformace pastorku pro mezní stav vychází jako nejvýhodnější právě varianta s uložení pastorku mezi ložisky. U této varianty nedošlo ke snížení zatížení ložisek, ale jejich počtu, což je výhodné z ekonomického hlediska.

Z vytvoření provozního spektra zatížení pohonu zadní nápravy vozidla Škoda Octavia 4x4, vytvořené pomocí životnostního testu EPW 100 000 km, vyšlo, že mezní stav nastane za celou dobu testu EPW maximálně 3x. Po určení ekvivalentního zátěžného momentu přední úhlové převodovky z tohoto spektra vyšlo, že:

- Ložisko přenášející axiální sílu má dostatečnou životnost.
- Druhé ložisko je předimenzované a dalo by se uvažovat o ložisku nižší únosnosti.

Ze statické bezpečnosti ložisek, určené pro mezní stav, vyšlo, že lze očekávat jisté problémy u ložiska přenášející axiální sílu. Tato bezpečnost činí cca 0,4.

Po určení bezpečnosti nebezpečného místa pastorku vyšlo, že pastorek je dimenzován dostatečně.

Po provedení kontrolního pevnostního výpočtu ozubení, z důvodu změny vyosení pastorku, vyšlo, že změna vyosení je možná.

Z výsledků všech výpočtů vyplývá, že snížení počtu ložisek hnaného pastorku přední úhlové převodovky je možné.

V poslední části byl vyhotoven, společně s pracovníky firmy Škoda auto a.s. (oddělení TPH - Vývoj převodovky), výkres sestavení přední úhlové převodovky, kde jsem se zabíral výkresem pastorku a příruby.

Vlivem vyosení pastorku musely nastat i změny na skříní. Nová skříň se skládá ze dvou částí a je oproti sériovému stavu dělena v rovině ložisech hnací hřídele. Tato změna umožňuje zvýšení tuhosti skříně a snadnější montáž.

Má navržená varianta sice neumožňuje snížení zatížení ložisek, ale snižuje jejich počet. Tato možnost uložení je z hlediska mezních zatížení i provozního spektra dostatečně dimenzována, tak by mohlo toto řešení plnit ve vozidla Octavia 4x4 svoji úlohu. Možné komplikace by mohly nastat při dosažení mezního stavu, ale to prokáží až léta prověřená provozem.

Seznam použité literatury

- | 1 | Hlavní katalog SKF, 2005
- | 2 | Jan, Z., Vémola, A., Žďárský, B.: *Automobily*, Brno 2003
- | 3 | Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*, Pedagogické nakladatelství ALBRA, Úvaly, 2003
- | 4 | Mevald, J.: *Pružnost a pevnost* (pro textilní inženýry), VŠST, Liberec 1979
- | 5 | Michalec, J., a kol.: *Pružnost a pevnost I*, ČVUT, Praha 2001
- | 6 | Miroljubov, I. N., a kol.: *Řešení úloh z pružnosti a pevnosti*, Praha 1976
- | 7 | Pešík, L.: *Části strojů*, TUL, Liberec, 2002
- | 8 | Růžicka, M., Hanke, M., Rost, M.: *Dynamická pevnost a životnost*, ČVUT, Praha 1987
- | 9 | Šalamoun, Č., Suchý, M., Svoboda, J.: *Převody mechanické a hydraulické. Díl I*, ČVUT, Praha 1991
- | 10 | Technická norma **DIN 3991**
- | 11 | Technické podklady firmy **AUDI a.s.**
- | 12 | Technické podklady firmy **MITSHUBISHI MOTORS CZ s.r.o.**
- | 13 | Technické podklady firmy **SUZUKI MOTOR CZECH s.r.o.**
- | 14 | Technické podklady firmy **ŠKODA AUTO a.s.**
- | 15 | Technické podklady firmy **VOLKSWAGEN a.s.**
- | 16 | Vlk, F.: *Převody motorových vozidel*, Brno 2006

Internetové stránky:

- | 17 | www.faann.net
- | 18 | www.suzuki.com

PŘÍLOHY

I. Parametry ozubení sériového stavu

Tab. 13

název	značka	jednotka	pastorek	společné	kolo
počet zubů	z	-	17		27
roztečný průměr na vnějším konci	d₀	mm			131,949
čelní modul na vnějším konci	m₀	mm			4,887
šířka zubu	b	mm	31,66		33,49
vyosení pastorku (orient.dle souřad.systému kola)	a	mm	10		
střední poloměr nástroje	r_F	in		2,25	
součet úhlů záběru tažné a zpětné strany	a_S	°	38		
požad.úhel sklonu v pólu	b	°	45,26667		36,383
činitel stř.výšky záběru	k_{hE2}	-			4,4
činitel střední výšky hlavy zubu	c	-			0,45
střední úhel sklonu zubu	β_m	°	45,266		36,383
úhel roztečného kužele	delo	°	36,433		53,233
úhel hlavového kužele	dela	°	40,69442		55,93462
úhel patního kužele	delf	°	33,74723		48,96375
výška hlavy zubu na vnějším konci	h_a	mm	4,6		3,86
výška paty zubu na vnějším konci	hf	mm			6,123
výška záběru na vnějším konci	h_E	mm			8,934
výška zubu na vnějším konci	h_Z	mm			10,019
hlavový průměr na vnějším konci	d_a	mm	104,334		136,614
kuželová vzdálenost vnějšího konce	R_a	mm	86,86		82,35
normální modul ve středu zubu	m_{nm}	mm		3,136	
roztečný průměr ve středu zubu	d_m	mm	75,71		105,23
kuželová vzdálenost středu zubu	R_m	mm	63,74		65,68
kuželová vzdálenost vnitřního konce	R_i	mm	50,707		
vzdál.vrcholu rozt.kužele od středu spoluzab.kola	z_{Ao}	mm	-0,868		1,607
vzdál.vrcholu hlav.kužele od středu spoluzab.kola	z_{Aa}	mm	-2,338		1,609
vzdál.vrcholu pat.kužele od středu spoluzab.kola	z_{Af}	mm	-3,061		1,602
vzdál.vnějšího kužele od středu spoluzab.kola	k_k	mm	63,000		44,623
vzdál.vnitřního kužele od středu spoluzab.kola	k_i	mm	38,400		
délka kuželovitosti na ose kola	Q	mm		108,111	
úhel kuželovitosti k ose kola	h	°			5,28468
úhel vyosení hnacího kola	e	°			7,11524
vzdál. pólu od středu spoluzab.kola	rad, t, ax	mm	52,158	6,511	37,719
průměry pólu	d_p	mm	75,71		105,23

II. Parametry ozubení změněného stavu

Tab. 14

název	značka	jednotka	pastorek	společné	kolo
počet zubů	z	-	17		27
roztečný průměr na vnějším konci	d₀	mm			131,949
čelní modul na vnějším konci	m₀	mm			4,887
šířka zubu	b	mm	34,58		33,5
vyosení pastorku (orient.dle souřad.systému kola)	a	mm	12		
střední poloměr nástroje	r_F	in		2,25	
součet úhlů záběru tažné a zpětné strany	a_S	°	38		
požad.úhel sklonu v pólu	b	°	45,26667		34,55
činitel stř.výšky záběru	k_{hE2}	-			4,4
činitel střední výšky hlavy zubu	c	-			0,45
střední úhel sklonu zubu	β_m	°	45,133		34,55
úhel roztečného kužele	delo	°	37,217		52,31
úhel hlavového kužele	dela	°	41,50803		55,01334
úhel patního kužele	delf	°	34,52875		48,00339
výška hlavy zubu na vnějším konci	h_a	mm	4,34		3,968
výška paty zubu na vnějším konci	hf	mm			6,234
výška záběru na vnějším konci	h_E	mm			9,094
výška zubu na vnějším konci	h_Z	mm			10,201
hlavový průměr na vnějším konci	d_a	mm	106,541		136,803
kuželová vzdálenost vnějšího konce	R_a	mm	81,23		83,37
normální modul ve středu zubu	m_{nm}	mm		3,203	
roztečný průměr ve středu zubu	d_m	mm	77,27		105,22
kuželová vzdálenost středu zubu	R_m	mm	63,88		66,48
kuželová vzdálenost vnitřního konce	R_i	mm	51,737		
vzdál.vrcholu rozt.kužele od středu spoluzab.kola	z_{Ao}	mm	-1,17		2,25
vzdál.vrcholu hlav.kužele od středu spoluzab.kola	z_{Aa}	mm	-1,38		2,37
vzdál.vrcholu pat.kužele od středu spoluzab.kola	z_{Af}	mm	-3,34		1,3
vzdál.vnějšího kužele od středu spoluzab.kola	k_k	mm	62,700		45,551
vzdál.vnitřního kužele od středu spoluzab.kola	k_i	mm	38,200		
délka kuželovitosti na ose kola	Q	mm		106,490	
úhel kuželovitosti k ose kola	h	°			6,42935
úhel vyosení hnacího kola	e	°			8,38348
vzdál. pólu od středu spoluzab.kola	rad, t, ax	mm	52,165	7,688	38,447
průměry pólu	d_p	mm	77,27		105,22

III. Parametry ložisek

Tab. 15

Ložisko	Výrobce		Hlavní rozměry [mm]				Únosnost (dynamická, statická) [kN]			Výpočtové součinitele [-]		
	Náhrada (SKF)		d	D	T	a	C		C ₀	e	Y	Y ₀ [K]
SÉRIE	V	INA	24,78	41	17	-	35,5		36,5	válečkové ložisko		
	A	TIMKEN	45,242	74,431	19,558	14,958	56,9	14,8	-	1	1,97	0,8
		SKF	45	74	20	16	60,5		88	0,4	1,5	0,8
varianta 1	B	(neuveden)	46	75	18	16	52,6		75,4	-	-	-
		SKF	46	75	18	16	50,1		71	0,4	1,5	0,8
		TIMKEN	20	47	19,25	12,65	38,7	10	-	0,33	1,76	-
varianta 2	A	SKF	20	47	19,25	12,5	36,5		41	0,33	1,81	1
		TIMKEN	50	80	20	18	58,3	15,1	-	-	1,42	1,38
	B	SKF	50	80	20	18	50,1		88	0,43	1,4	0,8
		SKF	46	75	18	16	50,1		71	0,4	1,5	0,8
	B	SKF	46	75	18	16	50,1		71	0,4	1,5	0,8

IV. Výsledky měření EPW testu

Tab. 16 | 14 |

Mi-vi	4,3	12,8	21,3	29,8	38,3	46,8	55,2	63,8	72,3	80,8	89,2	97,8	106	115	123	132	140	149	157	166
1287	0	0,15	0,15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1221	0	0	0	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1155	0	0,15	0,15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1089	0,05	0,05	0,15	0,05	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1023	0,25	0,3	0,45	0,15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
957	0,2	0,2	0,35	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
891	0,1	0,45	0,4	0,55	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
825	0	0,45	2,05	1,3	0,15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
759	0,1	0,5	1,2	2,55	0,55	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
693	0	0,45	1,5	3,4	0,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
627	0,1	0,75	1,95	3	0,45	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
561	0,05	0,95	1,35	3,85	0,75	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
495	0	0,8	1,55	3,75	1,2	1,45	0,95	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
429	0,15	1	2,35	4,3	2,55	6,1	3,65	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
363	0,25	0,9	2,45	6	12,4	18,6	15,8	0,6	0,45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
297	0,55	1,8	2,65	7,45	13,6	17,6	26	12,4	4,7	1,65	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
231	0,6	3,35	3,8	9,3	14,1	14,5	46	102	107	71,4	28,4	0,1	0,6	1	0,5	0	0	0	0	0
165	1	4	9,5	21,3	21	28,4	47,2	64	70,2	68,7	120	145	155	129	75,3	20,4	0,15	0	0	0
99	5,1	8	21,5	112	166	191	420	324	155	133	88,9	86,5	103	133	199	143	50,3	71	119	665
33	29,5	38,5	61,7	120	163	172	266	266	250	149	222	217	181	147	96,4	71,3	18,3	17,4	15,6	120
-33	58,3	31,5	30,7	57,2	83,5	93,2	71,4	65,7	62,1	59,9	83	83,3	72,9	49,7	39,8	15,3	0,45	1,05	1,75	0,25
-99	0,3	0,9	1,3	3,65	5,15	3,25	1,5	1	1,65	5,95	2,7	0,25	0	0	0	0	0	0	0	0
-165	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

V. Přepočet času na cykly

Tab. 17

2*M _i - v _i	4,3	12,8	21,3	29,8	38,3	46,8	55,2	63,8	72,3	80,8	89,2	97,8	106,3	114,8	123,3	131,8	140,3	148,8	157,3	165,8	Σn _i
2574	0	0,27	0,44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,71
2442	0	0	0	0,41	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,41
2310	0	0,27	0,44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,71
2178	0,03	0,09	0,44	0,21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,77
2046	0,15	0,53	1,33	0,62	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2,63
1914	0,12	0,36	1,04	2,07	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3,58
1782	0,06	0,8	1,18	2,28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4,32
1650	0	0,8	6,06	5,38	0,8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	13,04
1518	0,06	0,89	3,55	10,55	2,93	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	17,98
1386	0	0,8	4,44	14,07	3,19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22,5
1254	0,06	1,33	5,77	12,42	2,39	0,65	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22,62
1122	0,03	1,69	3,99	15,93	3,99	1,95	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	27,59
990	0	1,42	4,59	15,52	6,38	9,43	7,28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	44,62
858	0,09	1,78	6,95	17,8	13,56	39,65	27,98	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	107,81
726	0,15	1,6	7,25	24,83	65,7	120,58	121,13	5,32	4,52	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	351,07
594	0,33	3,2	7,84	30,83	72,34	114,08	198,95	109,43	47,2	18,52	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	602,72
462	0,36	5,96	11,24	38,49	74,74	93,93	352,67	902,06	1077	800,71	351,84	1,36	8,86	15,94	8,56	0	0	0	0	0	3743,68
330	0,6	7,11	28,1	87,95	111,71	184,6	361,87	566,67	704,93	770,97	1488,5	1974,3	2287,7	2055,2	1288,7	372,52	2,92292	0	0	0	12294,4
198	3,23	15,82	67,45	477,6	910,69	1262,6	3234,2	2881,6	1572	1554,8	1134,8	1177,7	1512,6	2117,4	3403,6	2607,6	979,18	1467,3	2594,4	15320	44295,1
66	52,4	124,27	273,35	731,1	1310,7	1724,8	2582,9	2941,5	3131,5	2341	3777,4	4071,6	3751,5	3137,1	2331,6	1584,4	364,39	380,27	377,96	2764,5	37754

VI. Přepočet hypoidního ozubení
Tab. 18

		ZADANÉ HODNOTY			
		SÉRIE		ZMĚNA	
$z_{1,2}$	[-]	27	17	27	17
$d_{m1,2}$	[mm]	105,23	75,71	105,22	77,27
m_0	[mm]	4,887		4,887	
R_m	[mm]	65,68	63,74	66,48	63,88
R_a	[mm]	82,35	80,86	83,37	81,21
β_m	[mm]	36,383	45,266	34,55	45,133
$\delta_{1,2}$	[°]	53,233	36,433	52,37	37,217
$\delta_{a1,2}$	[°]	55,9	39,8	54,717	40,5
$h_{a1,2}$	[mm]	3,86	4,6	3,59	4,34
$b_{1,2}$	[mm]	33,49	31,66	33,5	34,58
α_n	[°]	19,46		21,033	

Tab. 19

		VYPOČTENÉ HODNOTY			
		SÉRIE		ZMĚNA	
u	[-]	0,630		0,630	
$z_{v1,2}$	[-]	50,674	20,089	50,674	20,089
u_v	[mm]	0,396		0,396	
$d_{v1,2}$	[mm]	197,499	78,295	197,480	78,288
a_v	[mm]	137,897		137,884	
m_{mn}	[mm]	3,138		3,210	
$d_{va1,2}$	[mm]	203,744	85,632	203,287	85,046
$h_{am1,2}$	[mm]	3,123	3,669	2,903	3,379
$x_{hm1,2}$	[mm]	-0,087	0,087	-0,074	0,074
$d_{vb1,2}$	[mm]	180,848	71,694	178,939	70,938
$\varepsilon_{v\alpha}$	[-]	1,330		1,204	
$\varepsilon_{v\beta}$	[-]	2,015		1,884	
$\varepsilon_{v\gamma}$	[-]	3,345		3,089	

VII. Kontrolní pevnostní výpočet pro $M_{pev} = 561,2Nm$ A)SÉRIE

SKODA-AUTO Mladá Boleslav, TPC-2

strana HS1727 / 1

KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET CELNÍCH OZUBENÝCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNÍ DATA GEOMETRIE A MATERIÁLU 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostní kontrola hypoidního ozubení (SÉRIE a=10mm) pro $M_{pev}=561.2Nm$

kol o			1	2
-GEOMETRIE:				
normalny modul	mn	mm	3.13800	
pocet zubu	z	-	50.674	20.089
uhel zaberu zp	alfaP	deg min s	19 28 0	
souc. vysky pz. zp	hfP*	-	1.250	1.250
souc. pol. zaob. hz. zp	rofP*	-	.380	.380
souc. protuberance	spr*	-	.000	.000
souc. posun. zakl. prof.	x	-	-.087000	.087000
uhel sklonu boku	beta	deg min s	0 0 0	
prumer hlav. kruznice	da	mm	203.744	85.632
sirka zubu	b	mm	33.5	31.7
pracovni sirka zubu	bw	mm		33.0
vzdalenost os	a	mm	137.897	
vnitřni prům. vence	di	mm	.000	.000
sirka stojiny kola	bs	mm	.0	.0
pocet prvku	-	-	1.00	1.00
uchylka cel. roztece	fpt	microm	9.5	9.5
uchylka profilu	ff	microm	8.0	8.0
uch. uhl. skl. zubu	FHbeta	microm	9.0	9.0
střed. ari t. uch. boku	RzH	microm	1.6	1.6
střed. ari t. uch. paty	RzF	microm	5.0	5.0
pom. tl. brus. vrst. tg/roa0g	-	-	.00	.00

-MATERIAL:

ci sel. oznac. materiálu	-		16220.4	16220.4
modul pruž. v tahu	E	N/mm2	2.100E+05	2.100E+05
hustota	ro	kg/dm3	7.83	7.83
mez kluzu mater.	Rp	N/mm2	635.	635.
tvrdost boku zubu		HB/HV1	650.	650.

-DOTYK:

mez unavy dot.	sigmaHlim	N/mm2	1500.	1500.
min. souc. bezp. v dot.	SHmin	-	1.00	

-OHYB:

mez unavy oh.	sigmaFlim	N/mm2	458.	458.
min. souc. bezp. v oh.	SFmin	-	1.00	

UDAJE MATERIÁLU PREVZATY ZE SOUBORU MATERIÁLNÍ DAT
UDAJE OLEJU PREVZATY ZE SOUBORU OLEJE. DAT

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNI DATA ZATIZENI A PROVOZU 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10mm) pro $M_{pev} = 561.2 \text{ Nm}$

kolo			1	2
krout. moment	T	Nm	561.2	
souc. vnejsich dyn. sil	KAH	-	1.00	
souc. vnejsich dyn. sil	KAF	-	1.00	
souc. vnitriich dyn. sil	Kv	-	.00	
frekvence vl. torz. kmit. fE	Hz	-	.00	
souc. nerov. pod. zat. KHbeta	-	-	.00	
uch. zmeny sklonu z. Fbetx	microm	-	5.80	
otacky kola	n	1/min	296.4	747.7
zat. cykly poz. zivot.	NL	-	8.000E+02	2.018E+03
olej			PP90H	
teplota oleje	thetaoil	deg C	70.0	
způsob mazání kol	-	-	1	
podel. modif. boku zubu	-	-	0	
profil. modif. boku zubu	-	-	n	

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHA NI BOKU ZUBU NA DOTYK 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostni kontrol a hypoidni ho ozubeni (SERIE a=10mm) pro M_{pev} =561.2Nm

kolo		1	2
mez unavy dot. sigmaH _{lim}	N/mm ²	1500.	1500.
zatez. cykly zivot. NL	-	8.000E+02	2.018E+03
exp. křivky unavy expH	-	.000	.000
souc. cyklu zivot. zk. k. ZN	-	1.600	1.600
soucinitel mazi va ZL	-	1.000	1.000
souc. drs. pov. boku ZR	-	1.000	1.000
souc. obv. rychlosti Zv	-	1.000	1.000
souc. tvrdosti mater. ZW	-	1.000	1.000
soucinitel velikosti ZX	-	1.000	1.000
prip. napeti dot. sigmaH _P	N/mm ²	2400.	2400.

jmen. obvod. sila Ft	N	7058.	
souc. vnitř. dynam. sil Kv	-	1.031	
souc. ner. pod. zat. KH _{beta}	-	1.153	
souc. podilu zat. KH _{alfa}	-	1.000	
souc. pružnosti mater. ZE	-	191.646	
soucinitel tvaru ZH	-	1.620	
s. zaberu prof. Zepsilon	-	.987	
souc. kuzel. kol ZK	-	.850	
souc. zaberu ZB, ZD	-	1.000	1.056
srov. napeti dot. sigmaH	N/mm ²	618.	653.
souc. bezpecnosti dot. SH	-	3.88	3.68

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHAŇI PATY ZUBU NA OHYB 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10mm) pro M_{pev} =561.2Nm

kolo 1 2
UDAJE NEBEZPECNEHO PRUREZU NAHRADNICH KOL:

ram. ohybu sil y	hfe/mn	-	12.72	6.56
si rka neb. prur. pz	sfn/mn	-	2.13	1.98
pol. kriv. pr. k. pz	rof/mn	-	.54	.54
vyp. si rka zubu	bwF	mm	33.5	31.7

mez unavy oh.	sigmaFlim	N/mm2	458.	458.
souc. nap. zkuseb. kola YST	-	-	2.000	-
zatez. cykly zivot.	NL	-	8.000E+02	2.018E+03
exp. krivky unavy	expF	-	.000	.114
souc. cyklu ziv. zk. k.	YN	-	2.500	2.307
souc. nite l vel i kosti	YX	-	1.000	1.000
s. vrub. c. zk. k. Ydel tarel T	-	-	.683	.704
s. drs. pov. zk. k.	YRrel T	-	1.000	1.000
prip. napeti oh.	sigmaFP	N/mm2	1563.	1487.

jmen. obvod. sil a	Ft	N	7058.	-
souc. vnit. dynam. sil	Kv	-	1.031	-
souc. ner. pod. zat.	KFbeta	-	1.104	-
souc. podilu zat.	KFalfa	-	1.000	-
souc. nite l tvaru	YF	-	11.579	6.494
souc. nite l vrubu	YS	-	1.279	1.326
souc. pridav. vrubu	YSg	-	1.000	1.000
souc. sklonu zubu	Ybeta	-	1.000	-
souc. kuzel. kol	YK	-	1.000	-
srov. napeti oh.	sigmaF	N/mm2	1132.	697.
souc. bezpecnosti oh.	SF	-	1.38	2.13

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
INFORMATIVNI VYSTUPNI DATA 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10mm) pro $M_{pev} = 561.2 \text{ Nm}$

kolo		1	2
cel. uhel prof. r. k. alfa	deg min s	19 28 0	
prumer roztecne kruz. d	mm	159.015	63.039
prumer zakladni kruz. db	mm	149.925	59.436
prumer patni kruznice df	mm	150.624	55.740
zakladni roztec pbt	mm		9.29
provoz. uhel zab. alfa	deg min s	40 36 48	
souc. zaber. prof. epsalfa	-	1.080	
souc. zaber. kroku epsbeta	-	.000	
tuhost zab. zubu norm. c	N/(mm. um)	12.9	
stredni tuhost cel. cgama	N/(mm. um)	13.7	
reduk. hmotnost kola m*	kg/mm	1.35E-01	2.17E-02
frekvence vl. torz. kmit. fE	Hz	4309.03	
souc. naladeni fr. zz. n/nE	-	.06	
obvod. rychlost rozt. k. v	m/s	2.5	
uc. uchyl. zr fpb-yalfa	microm	8.3	
uc. uchyl. prof. ff-yalfa	microm	7.3	
uch. sklonu zubu fbeta	microm	9.0	
modif. hl. zubu zabeh. Cay	microm	.0	
souc. zabehu kapabeta	-	.85	

soubor vstupnich dat abi-HSp2.dat
soubor vystupnich dat abi-HSp2.txt

B) ZMĚNA

SKODA-AUTO Mladá Boleslav, TPC-2

strana HS1727 / 1

KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET CELNÍCH OZUBENÝCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNÍ DATA GEOMETRIE A MATERIÁLU 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostní kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10mm) pro M_{pev}=561.2Nm

kol o			1	2
-GEOMETRIE:				
normalny modul	mn	mm	3.13800	
pocet zubu	Z	-	50.674	20.089
uhel zaberu zp	alfaP	deg min s	19 28 0	
souc. vysky pz. zp	hfP*	-	1.250	1.250
souc. pol. zaob. Hz. zp	rofp*	-	.380	.380
souc. protuberance	spr*	-	.000	.000
souc. posun. zakl. prof.	x	-	-.087000	.087000
uhel sklonu boku	beta	deg min s	0 0 0	
prumer hlav. kruznice	da	mm	203.744	85.632
sirka zubu	b	mm	33.5	31.7
pracovni sirka zubu	bw	mm	33.0	
vzdalenost os	a	mm	137.897	
vnitřni prům. vence	di	mm	.000	.000
sirka stojiny kola	bs	mm	.0	.0
pocet prvku	-	-	1.00	1.00
uchylka cel. roztece	fpt	microm	9.5	9.5
uchylka profilu	ff	microm	8.0	8.0
uch. uhl. skl. zubu	FHbeta	microm	9.0	9.0
střed. ari t. uch. boku	RzH	microm	1.6	1.6
střed. ari t. uch. paty	RzF	microm	5.0	5.0
pom. tl. brus. vrst. tg/roa0g	-	-	.00	.00

-MATERIAL:

ci sel. oznac. materiálu	-		16220.4	16220.4
modul pruž. v tahu	E	N/mm2	2.100E+05	2.100E+05
hustota	ro	kg/dm3	7.83	7.83
mez kluzu mater.	Rp	N/mm2	635.	635.
tvrdost boku zubu		HB/HV1	650.	650.

-DOTYK:

mez unavy dot.	sigmaHlim	N/mm2	1500.	1500.
min. souc. bezp. v dot.	SHmin	-	1.00	

-OHYB:

mez unavy oh.	sigmaFlim	N/mm2	458.	458.
min. souc. bezp. v oh.	SFmin	-	1.00	

UDAJE MATERIÁLU PREVZATY ZE SOUBORU MATERIÁLNÍ DAT
UDAJE OLEJU PREVZATY ZE SOUBORU OLEJŮ DAT

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNI DATA ZATIZENI A PROVOZU 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostni kontrola hypoidniho ozubeni (SERIE a=10mm) pro M_{pev} =561.2Nm

		1	2
kolo			
krout. moment	T Nm	561.2	
souc. vnejsich dyn. sil KAH	-	1.00	
souc. vnejsich dyn. sil KAF	-	1.00	
souc. vnitriich dyn. sil Kv	-	.00	
frekvence vl. torz. kmit. fE	Hz	.00	
souc. nerov. pod. zat. KHbeta	-	.00	
uch. zmeny sklonu z. Fbetx	microm	5.80	
otacky kola n	1/min	296.4	747.7
zat. cykly poz. zivot. NL	-	8.000E+02	2.018E+03
olej		PP90H	
teplota oleje thetaoil	deg C	70.0	
způsob mazání kol	-	1	
podel. modif. boku zubu	-	0	
profil. modif. boku zubu	-	n	

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHA NI BOKU ZUBU NA DOTYK 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostni kontrol a hypoi dni ho ozubeni (SERIE a=10mm) pro Mpev =561.2Nm

kolo		1	2
mez unavy dot. sigmaHlim	N/mm2	1500.	1500.
zatez. cykly zivot. NL	-	8.000E+02	2.018E+03
exp. křivky unavy expH	-	.000	.000
souc. cyklu ziv. zk. k. ZN	-	1.600	1.600
soucinitel mazi va ZL	-	1.000	1.000
souc. drs. pov. boku ZR	-	1.000	1.000
souc. obv. rychlosti Zv	-	1.000	1.000
souc. tvrdosti mater. ZW	-	1.000	1.000
soucinitel velikosti ZX	-	1.000	1.000
prip. napeti dot. sigmaHP	N/mm2	2400.	2400.

jmen. obvod. sila Ft	N	7058.	
souc. vnitř. dynam. sil Kv	-	1.031	
souc. ner. pod. zat. KHbeta	-	1.153	
souc. podilu zat. KHal fa	-	1.000	
souc. pružnosti mater. ZE	-	191.646	
soucinitel tvaru ZH	-	1.620	
s. zaberu prof. Zepsilon	-	.987	
souc. kuzel. kol ZK	-	.850	
souc. zaberu ZB, ZD	-	1.000	1.056
srov. napeti dot. sigmaH	N/mm2	618.	653.
souc. bezpecnosti dot. SH	-	3.88	3.68

PODMI NKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHA NI PATY ZUBU NA OHYB 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostni kontrol a hypoidni ho ozubeni (SERIE a=10mm) pro Mpev =561.2Nm

kol o			1	2
UDAJE NEBEZPECNEHO PRUREZU NAHRADNI CH KOL:				
ram.ohybu sil y	hfe/mn	-	12.72	6.56
si rka neb. prur. pz	sfn/mn	-	2.13	1.98
pol. kri v. pr. k. pz	rof/mn	-	.54	.54
vyp. si rka zubu	bwF	mm	33.5	31.7
mez unavy oh.	sigmaFl im	N/mm2	458.	458.
souc. nap. zkuseb. kol a YST	-	-	2.000	
zatez. cykly zi vot.	NL	-	8.000E+02	2.018E+03
exp. kri vky unavy	expF	-	.000	.114
souc. cyklu zi v. zk. k.	YN	-	2.500	2.307
souci ni tel vel i kosti	YX	-	1.000	1.000
s. vrub. c. zk. k. Ydel tarel T	-	-	.683	.704
s. drs. pov. zk. k.	YRrel T	-	1.000	1.000
pri p. napeti oh.	sigmaFP	N/mm2	1563.	1487.
jmen. obvod. sil a	Ft	N	7058.	
souc. vni tr. dynam. sil	Kv	-	1.031	
souc. ner. pod. zat.	KFbeta	-	1.104	
souc. podi lu zat.	KFal fa	-	1.000	
souci ni tel tvaru	YF	-	11.579	6.494
souci ni tel vrubu	YS	-	1.279	1.326
souc. pri dav. vrubu	YSg	-	1.000	1.000
souc. skl onu zubu	Ybeta	-		1.000
souc. kuzel . kol	YK	-		1.000
srov. napeti oh.	sigmaF	N/mm2	1132.	697.
souc. bezpecnosti oh.	SF	-	1.38	2.13

PODMI NKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET CELNÍCH OZUBENÝCH KOL DLE DIN 3991/1987
INFORMATIVNÍ VÝSTUPNÍ DATA 23-mar-07 / 12:11:00
Pevnostní kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10mm) pro $M_{pev} = 561.2 \text{ Nm}$

kolo		1	2
cel. uhel prof. r. k. alfa	deg min s	19 28 0	
prumer roztecne kruz. d	mm	159.015	63.039
prumer zakladni kruz. db	mm	149.925	59.436
prumer patni kruznice df	mm	150.624	55.740
zakladni roztec pbt	mm		9.29
provoz. uhel zab. alfa	deg min s	40 36 48	
souc. zaber. prof. epsalfa	-		1.080
souc. zaber. kroku epsbeta	-		.000
tuhost zab. zubu norm. c	N/(mm. um)		12.9
stredni tuhost cel. cgama	N/(mm. um)		13.7
reduk. hmotnost kola m*	kg/mm	1.35E-01	2.17E-02
frekvence vl. torz. kmit. fE	Hz	4309.03	
souc. naladeni fr. zz. n/nE	-		.06
obvod. rychlost rozt. k. v	m/s		2.5
uc. uchyl. zr fpb-yalfa	microm		8.3
uc. uchyl. prof. ff-yalfa	microm		7.3
uch. sklonu zubu fbeta	microm		9.0
modif. hl. zubu zabeh. Cay	microm		.0
souc. zabehu kapabeta	-		.85

soubor vstupnich dat abi-HSp2.dat
soubor vystupnich dat abi-HSp2.txt

VIII. Kontrolní pevnostní výpočet pro $M_{ekv} = 94,2Nm$ A) SÉRIE

SKODA-AUTO Mladá Boleslav, TPC-2

strana HS1727 / 1

KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET CELNÍCH OZUBENÝCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNÍ DATA GEOMETRIE A MATERIÁLU 23-mar-07 / 12:11:50
Pevnostní kontrola hypoidního ozubení (SÉRIE a=10) pro $M_{ekv}=94,2Nm$

kol o			1	2
-GEOMETRIE:				
normální modul	mn	mm	3.13800	
pocet zubu	Z	-	20.089	50.674
uhel zaberu zp	α _{faP}	deg min s	19 28 0	
souc. vysky pz. zp	h _{fP} *	-	1.250	1.250
souc. pol. zaob. hz. zp	ro _{fP} *	-	.380	.380
souc. protuberance	spr*	-	.000	.000
souc. posun. zakl. prof.	x	-	.087000	-.087000
uhel sklonu boku	β	deg min s	0 0 0	
prumer hlav. kružnice	da	mm	85.632	203.744
sírka zubu	b	mm	31.7	33.5
pracovní sírka zubu	bw	mm		33.0
vzdálenost os	a	mm	137.897	
vnitřní prům. vence	di	mm	.000	.000
sírka stojiny kola	bs	mm	.0	.0
pocet prvku	-	-	1.00	1.00
uchylka cel. roztece	f _{pt}	microm	9.5	9.5
uchylka profilu	f _f	microm	8.0	8.0
uch. uhl. skl. zubu	FHβ	microm	9.0	9.0
střed. arit. uch. boku	RzH	microm	1.6	1.6
střed. arit. uch. paty	RzF	microm	5.0	5.0
pom. tl. brus. vrst. tg/roa0g	-	-	.00	.00

-MATERIAL:

ci sel. oznac. materiálu	-		16220.4	16220.4
modul pruž. v tahu	E	N/mm2	2.100E+05	2.100E+05
hustota	ρ	kg/dm3	7.83	7.83
mez kluzu mater.	R _p	N/mm2	635.	635.
tvrdost boku zubu	HB/HV1		650.	650.

-DOTYK:

mez unavy dot.	σ _{Hlim}	N/mm2	1500.	1500.
min. souc. bezp. v dot.	SHmin	-	1.00	

-OHYB:

mez unavy oh.	σ _{Flim}	N/mm2	458.	458.
min. souc. bezp. v oh.	SFmin	-	1.00	

-ZADIRANI:

tep. vodi v. kola	λ _M	N/s. K	50.0	50.0
merne teplo kola	c _M	N. m/kg. K	485.0	485.0
min. s. bezp. int. tep.	SSmin	-	1.00	
min. s. bezp. j. s. tep.	SBmin	-	1.00	

UDAJE MATERIÁLU PREVZATY ZE SOUBORU MATERIÁLN. DAT
UDAJE OLEJU PREVZATY ZE SOUBORU OLEJE. DAT

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNI DATA ZATIZENI A PROVOZU 23-mar-07 / 12:11:50
Pevnostni kontrola hypoidniho ozubeni (SERIE a=10) pro Mekv=94.2Nm

kolo			1	2
krout. moment	T	Nm	94.2	
souc. vnejsich dyn. sil KAH	-		1.00	
souc. vnejsich dyn. sil KAF	-		1.00	
souc. vnitriich dyn. sil Kv	-		.00	
frekvence vl. torz. kmit. fE	Hz		.00	
souc. nerov. pod. zat. KHbeta	-		.00	
uch. zmeny sklonu z. Fbetx	microm		5.80	
otacky kola n	1/min		2592.1	1027.6
zat. cykly poz. zivot. NL	-		3.111E+07	1.233E+07
olej			PP90H	
teplota oleje thetaoil	deg C		70.0	
způsob mazání kol	-		1	
podel. modif. boku zubu	-		0	
profil. modif. boku zubu	-		n	

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHA NI BOKU ZUBU NA DOTYK 23-mar-07 / 12:11:50
Pevnostni kontrol a hypoidni ho ozubeni (SERIE a=10) pro Mekv=94.2Nm

kolo		1	2
mez unavy dot. sigmaHlim	N/mm2	1500.	1500.
zatez. cykly zivot. NL	-	3.111E+07	1.233E+07
exp. křivky unavy expH	-	.076	.076
souc. cyklu ziv. zk. k. ZN	-	1.037	1.112
soucinitel mazi va ZL	-	.995	.998
souc. drs. pov. boku ZR	-	.950	.980
souc. obv. rychlosti Zv	-	.997	.999
souc. tvrdosti mater. ZW	-	1.000	1.000
soucinitel velikosti ZX	-	1.000	1.000
prip. napeti dot. sigmaHP	N/mm2	1465.	1629.

jmen. obvod. sila Ft	N	2989.	
souc. vnitř. dynam. sil Kv	-	1.194	
souc. ner. pod. zat. KHbeta	-	1.313	
souc. podilu zat. KHal fa	-	1.000	
souc. pružnosti mater. ZE	-	191.646	
soucinitel tvaru ZH	-	1.620	
s. zaberu prof. Zepsilon	-	.987	
souc. kuzel. kol ZK	-	.850	
souc. zaberu ZB, ZD	-	1.056	1.000
srov. napeti dot. sigmaH	N/mm2	488.	462.
souc. bezpecnosti dot. SH	-	3.00	3.53

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHAŇI PATY ZUBU NA OHYB 23-mar-07 / 12:11:50
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10) pro Mekv=94.2Nm

kolo 1 2
UDAJE NEBEZPECNEHO PRUREZU NAHRADNICH KOL:

ram. ohybu sil y	hfe/mn	-	6.56	12.72
si rka neb. prur. pz	sfn/mn	-	1.98	2.13
pol. kriv. pr. k. pz	rof/mn	-	.54	.54
vyp. si rka zubu	bwF	mm	31.7	33.5

mez unavy oh.	sigmaFlim	N/mm2	458.	458.
souc. nap. zkuseb. kola YST	-	-	2.000	-
zatez. cykly zivot.	NL	-	3.111E+07	1.233E+07
exp. krivky unavy	expF	-	.000	.000
souc. cyklu ziv. zk. k.	YN	-	1.000	1.000
souc. nitel velikosti	YX	-	1.000	1.000
s. vrub. c. zk. k. Ydel tarel T	-	-	.993	.995
s. drs. pov. zk. k.	YRrel T	-	1.041	1.041
prip. napeti oh.	sigmaFP	N/mm2	947.	949.

jmen. obvod. sila	Ft	N	2989.	-
souc. vnit. dynam. sil	Kv	-	1.194	-
souc. ner. pod. zat.	KFbeta	-	1.207	-
souc. podilu zat.	KFalfa	-	1.000	-
souc. nitel tvaru	YF	-	6.494	11.579
souc. nitel vrubu	YS	-	1.326	1.279
souc. pridav. vrubu	YSg	-	1.000	1.000
souc. sklonu zubu	Ybeta	-	1.000	-
souc. kuzel. kol	YK	-	1.000	-
srov. napeti oh.	sigmaF	N/mm2	374.	607.
souc. bezpecnosti oh.	SF	-	2.54	1.56

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHAŇI BOKU ZUBU NA ZADIRANI 23-mar-07 / 12:11:50
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10) pro Mekv=94.2Nm

kolo		1	2
stupen sil y zkousky FZG	-	5	/ 95. Nm
tep. zubu zk. kola thetaMT	deg C		102.
souc. povrchu zk XWrelT	-		1.150
jmen. obvod. sila Ft	N		2989.
obvod. rychlost rozt. k. v	m/s		8.6
souc. sklonu tr. s. KBgama	-		1.000
souc. uhl u zab. Xalfa beta	-		1.276
souc. zpusobu mazani XS	-		1.200

-STREDNI TEPLOTA:

str. tep. zad. thetafl ai nT	deg C	24.
str. tep. treni theta i nS	deg C	143.

s. treni boku zubu mi mC	-	.052
souc. jirkreni str. t. XM	-	50.299
souc. tvaru zubu XBE	-	.105
souc. zaberu XQ	-	1.000
souc. modi f. hl . zubu XCa	-	1.000
jisk. tep. zadi r. thetafl aE	deg C	7.
souc. velikosti Xepsilon	-	.417
str. tep. zad. thetafl ai nT	deg C	3.
str. tep. pov. zubu thetaMC	deg C	86.
str. teplota theta i nT	deg C	90.
souc. bezp. str. tep. Si nTS	-	1.59

-JISKROVA TEPLOTA:

max. tep. zad. thetafl a maxT	deg C	26.
max. tep. treni thetaS	deg C	132.

mi st. s. treni zubu mi my	-	.054
souc. jirkreni max. t. XM	-	50.299
souc. tvaru zubu XB	-	.087
souc. podil . zat. Xgama	-	1.000
max. tep. zadi r. thetafl a	deg C	13.
tep. pov. zubu thetaM	deg C	91.
jiskrova teplota thetaB	deg C	104.
souc. bezp. jisk. tep. SB	-	1.84
prum. max. tep. dthetaB	mm	73.393 202.736

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET CELNÍCH OZUBENÝCH KOL DLE DIN 3991/1987
INFORMATIVNÍ VÝSTUPNÍ DATA 23-mar-07 / 12:11:50
Pevnostní kontrola hypoidního ozubení (SERIE a=10) pro $M_{ekv}=94.2\text{Nm}$

kolo		1	2
cel. uhel prof. r. k. alfa	deg min s	19 28 0	
prumer roztecne kruz. d	mm	63.039	159.015
prumer zakladni kruz. db	mm	59.436	149.925
prumer patni kruznice df	mm	55.740	150.624
zakladni roztec pbt	mm		9.29
provoz. uhel zab. alfa	deg min s	40 36 48	
souc. zaber. prof. epsalfa	-		1.080
souc. zaber. kroku epsbeta	-		.000
tuhost zab. zubu norm. c	N/(mm. um)		12.9
stredni tuhost cel. cgama	N/(mm. um)		13.7
reduk. hmotnost kola m*	kg/mm	2.17E-02	1.35E-01
frekvence vl. torz. kmitt. fE	Hz	4309.03	
souc. naladeni fr. zz. n/nE	-		.20
obvod. rychlost rozt. k. v	m/s		8.6
uc. uchyl. zr fpb-yalfa	microm		8.3
uc. uchyl. prof. ff-yalfa	microm		7.3
uch. sklonu zubu fbeta	microm		9.0
modif. hl. zubu zabeh. Cay	microm		.0
souc. zabehu kapabeta	-		.85

soubor vstupnich dat abi -HSu2. dat
soubor vystupnich dat abi -HSu2. txt

B) ZMĚNA

SKODA-AUTO Mladá Boleslav, TPC-2

strana HS1727 / 1

KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET CELNÍCH OZUBENÝCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNÍ DATA GEOMETRIE A MATERIÁLU 23-mar-07 / 12:10:23
Pevnostní kontrola hypoidního ozubení (ZMĚNA a=12mm) pro Mekv=94.2Nm

kol o			1	2
-GEOMETRIE:				
normalny modul	mn	mm	3.21000	
pocet zubu	Z	-	20.089	50.674
uhel zaberu zp	alfaP	deg min s	18 58 0	
souc. vysky pz. zp	hfP*	-	1.250	1.250
souc. pol. zaob. hz. zp	rofp*	-	.380	.380
souc. protuberance	spr*	-	.000	.000
souc. posun. zakl. prof.	x	-	.074000	-.074000
uhel sklonu boku	beta	deg min s	0 0 0	
prumer hlav. kruznice	da	mm	85.046	203.287
sirka zubu	b	mm	34.6	33.5
pracovni sirka zubu	bw	mm		33.0
vzdalenost os	a	mm	137.884	
vnitřni prům. vence	di	mm	.000	.000
sirka stojiny kola	bs	mm	.0	.0
pocet prvku	-	-	1.00	1.00
uchylka cel. roztece	fpt	microm	9.5	9.5
uchylka profilu	ff	microm	8.0	8.0
uch. uhl. skl. zubu	FHbeta	microm	9.0	9.0
střed. arit. uch. boku	RzH	microm	1.6	1.6
střed. arit. uch. paty	RzF	microm	5.0	5.0
pom. tl. brus. vrst. tg/roa0g	-	-	.00	.00

-MATERIAL:

ci sel. oznac. materiálu	-		16220.4	16220.4
modul pruž. v tahu	E	N/mm2	2.100E+05	2.100E+05
hustota	ro	kg/dm3	7.83	7.83
mez kluzu mater.	Rp	N/mm2	635.	635.
tvrdost boku zubu		HB/HV1	650.	650.

-DOTYK:

mez unavy dot.	sigmaHlim	N/mm2	1500.	1500.
min. souc. bezp. v dot.	SHmin	-	1.00	

-OHYB:

mez unavy oh.	sigmaFlim	N/mm2	458.	458.
min. souc. bezp. v oh.	SFmin	-	1.00	

-ZADIRANÍ:

tep. vodi v. kola	lambdaM	N/s. K	50.0	50.0
merne teplo kola	cM	N. m/kg. K	485.0	485.0
min. s. bezp. int. tep.	SSmin	-	1.00	
min. s. bezp. jis. tep.	SBmin	-	1.00	

UDAJE MATERIÁLU PREVZATY ZE SOUBORU MATERIÁLNÍ DAT
UDAJE OLEJU PREVZATY ZE SOUBORU OLEJE DAT

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VSTUPNI DATA ZATIZENI A PROVOZU 23-mar-07 / 12:10:23
Pevnostni kontrola hypoidniho ozubeni (ZMENA a=12mm) pro Mekv=94.2Nm

kolo			1	2
krout. moment	T	Nm	94.2	
souc. vnejsich dyn. sil KAH	-		1.00	
souc. vnejsich dyn. sil KAF	-		1.00	
souc. vnitriich dyn. sil Kv	-		.00	
frekvence vl. torz. kmit. fE	Hz		.00	
souc. nerov. pod. zat. KHbeta	-		.00	
uch. zmeny sklonu z. Fbetx	microm		5.80	
otacky kola n	1/min		2592.1	1027.6
zat. cykly poz. zivot. NL	-		3.111E+07	1.233E+07
olej			PP90H	
teplota oleje thetaoil	deg C		70.0	
způsob mazání kol	-		1	
podel. modif. boku zubu	-		0	
profil. modif. boku zubu	-		n	

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHAŇI BOKU ZUBU NA DOTYK 23-mar-07 /
12:10:23

Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (ZMENA a=12mm) pro Mekv=94.2Nm

kolo		1	2
mez unavy dot. sigmaHlim	N/mm2	1500.	1500.
zatez. cykly zivot. NL	-	3.111E+07	1.233E+07
exp. křivky unavy expH	-	.076	.076
souc. cyklu zivot. zk. k. ZN	-	1.037	1.112
soucinitel mazi va ZL	-	.995	.998
souc. drs. pov. boku ZR	-	.950	.980
souc. obv. rychlosti Zv	-	.998	.999
souc. tvrdosti mater. ZW	-	1.000	1.000
soucinitel velikosti ZX	-	1.000	1.000
prip. napeti dot. sigmaHP	N/mm2	1466.	1630.

jmen. obvod. sila Ft	N	2922.	
souc. vnitř. dynam. sil Kv	-	1.199	
souc. ner. pod. zat. KHbeta	-	1.299	
souc. podílu zat. KHalfa	-	1.000	
souc. pružnosti mater. ZE	-	191.646	
soucinitel tvaru ZH	-	1.667	
s. zaberu prof. Zepsilon	-	.998	
souc. kuzel. kol ZK	-	.850	
souc. zaberu ZB, ZD	-	1.067	1.000
srov. napeti dot. sigmaH	N/mm2	500.	468.
souc. bezpecnosti dot. SH	-	2.93	3.48

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHAŇI PATY ZUBU NA OHYB 23-mar-07 / 12:10:23
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (ZMENA a=12mm) pro Mekv=94.2Nm

kolo 1 2
UDAJE NEBEZPECNEHO PRUREZU NAHRADNICH KOL:

ram. ohybu sil y	hfe/mn	-	5.83	10.93
si rka neb. prur. pz	sfn/mn	-	1.95	2.11
pol. kriv. pr. k. pz	rof/mn	-	.55	.53
vyp. si rka zubu	bwF	mm	34.6	33.5

mez unavy oh.	sigmaFlim	N/mm2	458.	458.
souc. nap. zkuseb. kola YST	-	-	2.000	-
zatez. cykly zivot.	NL	-	3.111E+07	1.233E+07
exp. krivky unavy	expF	-	.000	.000
souc. cyklu ziv. zk. k.	YN	-	1.000	1.000
souc. nitel velikosti	YX	-	1.000	1.000
s. vrub. c. zk. k. Ydel tarel T	-	-	.993	.995
s. drs. pov. zk. k.	YRrel T	-	1.041	1.041
prip. napeti oh.	sigmaFP	N/mm2	947.	949.

jmen. obvod. sila	Ft	N	2922.	-
souc. vnit. dynam. sil	Kv	-	1.199	-
souc. ner. pod. zat.	KFbeta	-	1.199	-
souc. podilu zat.	KFalfa	-	1.000	-
souc. nitel tvaru	YF	-	6.216	10.600
souc. nitel vrubu	YS	-	1.336	1.291
souc. pridav. vrubu	YSg	-	1.000	1.000
souc. sklonu zubu	Ybeta	-	1.000	-
souc. kuzel. kol	YK	-	1.000	-
srov. napeti oh.	sigmaF	N/mm2	314.	534.
souc. bezpecnosti oh.	SF	-	3.01	1.78

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
VYSTUPNI DATA NAMAHAŇI BOKU ZUBU NA ZADIRANI 23-mar-07 / 12:10:23
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (ZMENA a=12mm) pro Mekv=94.2Nm

kolo		1	2
stupen sil y zkousky FZG	-	5	/ 95. Nm
tep.zubu zk.kola thetaMT	deg C		102.
souc.povrchu zk XWrelT	-		1.150
jmen.obvod.sila Ft	N		2922.
obvod.rychlost rozt.k. v	m/s		8.8
souc.sklonu tr.s. KBgama	-		1.000
souc.uhlu zab. Xalfa beta	-		1.247
souc.zpusobu mazani XS	-		1.200

-STREDNI TEPLOTA:

str.tep.zad.thetaflaintT	deg C	24.
str.tep.treni thetai nTS	deg C	143.
s.treni boku zubu mi mC	-	.052
souc.jirkreni str.t. XM	-	50.299
souc.tvaru zubu XBE	-	.104
souc.zaberu XQ	-	1.000
souc.modif.hl.zubu XCa	-	1.000
jisk.tep.zad.r.thetaflaE	deg C	7.
souc.velikosti Xepsilon	-	.467
str.tep.zad.thetaflaint	deg C	3.
str.tep.pov.zubu thetaMC	deg C	87.
str.teplota thetai nT	deg C	92.
souc.bezp.str.tep. Si nTS	-	1.56

-JISKROVA TEPLOTA:

max.tep.zad.thetaflamaxT	deg C	26.
max.tep.treni thetaS	deg C	132.
mi st.s.treni zubu mi my	-	.055
souc.jirkreni max.t. XM	-	50.299
souc.tvaru zubu XB	-	.102
souc.podil.zat. Xgama	-	1.000
max.tep.zad.r.thetafla	deg C	15.
tep.pov.zubu thetaM	deg C	92.
jiskrova teplota thetaB	deg C	107.
souc.bezp.jisk.tep. SB	-	1.68
prum.max.tep. dthetaB	mm	73.044 203.171

PODMINKY UNOSNOSTI SPLNENY

KONTROLNI PEVNOSTNI VYPOCET CELNICH OZUBENYCH KOL DLE DIN 3991/1987
INFORMATIVNI VYSTUPNI DATA 23-mar-07 / 12:10:23
Pevnostni kontrola hypoidního ozubení (ZMENA a=12mm) pro Mekv=94.2Nm

kolo		1	2
cel. uhel prof. r. k. alfa	deg min s	18 58 0	
prumer roztecne kruz. d	mm	64.486	162.664
prumer zakladni kruz. db	mm	60.985	153.832
prumer patni kruznice df	mm	56.936	154.163
zakladni roztec pbt	mm		9.54
provoz. uhel zab. alfa	deg min s	38 49 59	
souc. zaber. prof. epsalfa	-		1.009
souc. zaber. kroku epsbeta	-		.000
tuhost zab. zubu norm. c	N/(mm. um)		12.8
stredni tuhost cel. cgama	N/(mm. um)		12.9
reduk. hmotnost kola m*	kg/mm	2.10E-02	1.33E-01
frekvence vl. torz. kmit. fE	Hz	4243.22	
souc. naladeni fr. zz. n/nE	-		.20
obvod. rychlost rozt. k. v	m/s		8.8
uc. uchyl. zr fpb-yalfa	microm		8.3
uc. uchyl. prof. ff-yalfa	microm		7.3
uch. sklonu zubu fbeta	microm		9.0
modif. hl. zubu zabeh. Cay	microm		.0
souc. zabehu kapabeta	-		.85

soubor vstupnich dat abi-HSu1.dat
soubor vystupnich dat abi-HSu1.txt